

# **Eignung numerischer Strömungssimulation zur Bestimmung des Betriebsverhaltens von Industriearmaturen**

Dem Fachbereich Maschinenbau  
an der Technischen Universität Darmstadt  
zur  
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte

Dissertation

vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Christian Beinert**

aus Langen

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. B. Stoffel
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. C. Tropea
Tag der Einreichung:	04. Juni 2007
Tag der mündlichen Prüfung:	30. August 2007

Darmstadt 2007

D17

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Fluidsystemtechnik der Technischen Universität Darmstadt zwischen August 2002 und März 2007.

An erster Stelle geht mein Dank an Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Stoffel für die Anregung zu dieser Arbeit und die konstante Unterstützung während meiner Tätigkeit am Fachgebiet.

Herrn Prof. Dr.-Ing. C. Tropea danke ich für seine bereitwillige Übernahme des Koreferats.

Bei allen Mitarbeitern und Mitarbeiterinnen des Fachgebiets möchte ich mich für die gute Zusammenarbeit, die freundschaftliche Atmosphäre und die zahllosen fachlichen und nicht fachlichen Diskussionen bedanken. Ein besonderer Dank geht dabei an Dr.-Ing. Gerhard Ludwig für seine immerwährende Unterstützung und an Dr.-Ing. Miriam Roth für die zahlreichen fachlichen Bürogespräche. Bei den Mitarbeitern der Werkstatt möchte ich mich für den unermüdlichen Einsatz beim Aufbau und Umbau der Prüfstände bedanken. Für die gute und produktive Zusammenarbeit geht mein Dank an alle Studenten, die in Teilen an dieser Arbeit mitgewirkt haben.

Ich bedanke mich beim Fachverband Pumpen des VDMA und der AiF für die Bereitstellung der finanziellen Mittel des Forschungsvorhabens sowie beim Arbeitskreis „Industriearmaturen“ für die anregenden Diskussionen innerhalb der regelmäßigen Arbeitskreissitzungen und Workshops. Ein weiterer Dank geht an dieser Stelle an die Firmen, die diese Arbeit in Form von Sachspenden unterstützt haben.

In besonderem Maße geht mein Dank an meine Familie und Freunde für den notwendigen Ausgleich, vor allem an meine Frau Katharina für ihre Geduld und moralische Unterstützung.

Hiermit versichere ich an Eides Statt, die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der genannten Hilfsmittel angefertigt zu haben.

Christian Beinert

Rodgau, 04. Juni 2007

# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b>	<b>II</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>III</b>
<b>Formelzeichen und Abkürzungen</b>	<b>V</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>VII</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>IX</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Problemstellung	1
1.2 Stand der Forschung	2
1.3 Zielsetzung und Vorgehensweise	5
<b>2 Theoretische Grundlagen</b>	<b>8</b>
2.1 Ventilströmung	8
2.2 Ventilkennwerte	10
2.2.1 $K_v$ -Wert	10
2.2.2 $x_{FZ}$ -Wert	12
2.3 Strömungskräfte	13
2.4 Kavitation	13
2.5 Schallemission durch Armaturen	15
<b>3 Prüfstände und verwendete Messtechnik</b>	<b>18</b>
3.1 Prüfstand Luft	18
3.1.1 Messtechnik	19
3.2 Prüfstand Wasser	23
3.2.1 Messtechnik	25
3.3 Messunsicherheiten	27
<b>4 Numerik</b>	<b>34</b>
4.1 Grundgleichungen der Strömungsmechanik	34
4.2 Turbulenzmodellierung	36
4.2.1 RANS-Modelle	37
4.2.2 Grobstruktursimulation	42
4.3 Diskretisierung	43
4.4 Fehler bei numerischen Strömungssimulationen	44
4.5 Verwendete Codes	45
4.5.1 Vorgehensweise mit dem CFD-Code Fluent	46
4.5.2 Vorgehensweise mit dem EFD-Code FloWorks	51
4.6 Verwendete Hardware	59
<b>5 Untersuchte Ventilkonfigurationen und numerische Modelle</b>	<b>60</b>
5.1 Absperrarmatur	60
5.2 Regelarmaturen	61
5.3 Sicherheitsarmatur	65

<b>6</b>	<b>Numerische Strömungsberechnung im Vergleich zum Experiment</b>	<b>66</b>
6.1	Ventilkennwerte	66
6.1.1	$K_v$ -Wert	66
6.1.2	$x_{Fz}$ -Bestimmung	73
6.2	Kräfte	75
6.2.1	Kegelkräfte Regelarmaturen	75
6.2.2	Kegelkräfte Sicherheitsarmaturen	79
6.3	Geschwindigkeitsprofile austrittseitig der Klappe und des Durchgangsventils mit Parabolkegel	82
6.4	Transsonische Strömungsberechnung an einer vereinfachten 2D-Ventilgeometrie	91
6.5	Kavitation	95
6.5.1	Lage lokaler Druckminima im Vergleich zu Kavitationsbeobachtungen	96
6.5.2	Kavitation stationär und instationär 2D / 3D	100
6.5.3	Einfluss einer Eintrittsstörung auf das Kavitationsverhalten einer Klappe	103
6.6	Innenschalldruckpegel	104
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>111</b>
<b>Anhang</b>		<b>114</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>		<b>122</b>

# Formelzeichen und Abkürzungen

## Abkürzungen

AiF	Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen
ASCII	American Standard Code for Information Interchange
BNC	Bayonet Nut Connector
BSA	Burst Spectrum Analyser
CAA	Computational Aero Acoustics
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
DES	Detached Eddy Simulation
DGL	Differentialgleichungen
DMS	Dehnungsmessstreifen
DN	Nenndurchmesser
DNS	Direkte Numerische Simulation
EFD	Engineering Fluid Dynamics
FEM	Finite Elemente Methode
FVM	Finite Volumen Methode
LDV	Laser Doppler Velocimetrie
LES	Large Eddy Simulation
MID	Magnetisch Induktiver Durchflussmesser
PISO	Pressure Implicit with Splitting of Operators
PN	Nenndruck
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RNG	Renormalization-Group Turbulenzmodell
RSM	Reynoldsspannungsmodell
SIMPLE	Simple Implicit Method for Pressure Linked Equations
SIMPLEC	SIMPLE Consistent
SKE	Standard-k- $\epsilon$ Turbulenzmodell
SST	Shear-Stress-Transport Turbulenzmodell
VDMA	Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau
2D	zweidimensional
3D	dreidimensional

## Lateinische Buchstaben

A	[m <sup>2</sup> ]	Querschnittsfläche
C	[ - ]	Durchflusskoeffizient
c <sub>a</sub>	[m/s]	Axialkomponente der Absolutgeschwindigkeit
c <sub>m</sub>	[m/s]	Mittlere Axialkomp. der Absolutgeschwindigkeit

D	[mm]	Innerer Rohrdurchmesser
d	[mm]	Durchmesser der Blendenöffnung
F	[N]	Kegelfkraft
g	[m/s <sup>2</sup> ]	Erdbeschleunigung
h	[m]	Geodätische Höhe
$\Delta p$	[Pa]	Druckdifferenz
p	[Pa]	statischer Druck
$p_v$	[Pa]	Dampfdruck
$p_0$	[Pa]	Bezugsdruck / Bezugsschalldruck
$\tilde{p}$	[Pa]	Effektivwert des Schallwechseldruckes
$K_v$	[m <sup>3</sup> /h]	Durchflusskoeffizient
$L_p$	[dB]	Schalldruckpegel
$L_{p,a}$	[dBA]	Außenschalldruckpegel
$L_{p,i}$	[dB]	Innenschalldruckpegel
$N_6$	[ - ]	numerische Konstante
$q_m$	[kg/s]	Massenstrom
t	[°C]	Temperatur
u	[m/s]	Geschwindigkeit
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> /h]	Volumenstrom
x	[ - ]	Differenzdruckverhältnis
$x_F$	[ - ]	Differenzdruckverhältnis
$x_{Fz}$	[ - ]	Differenzdruckverhältnis bei beginnender Kavitation
$x_T$	[ - ]	kritisches Differenzdruckverhältnis
Y	[ - ]	Expansionsfaktor
$y^+$	[ - ]	dimensionsloser Wandnormalenabstand

### Griechische Buchstaben

$\alpha_{\text{Klappe}}$	[°]	Winkelstellung der Klappe
$\beta$	[ - ]	Durchmesserverhältnis
$\delta_L$	[mm]	Grenzschichtdicke
$\varepsilon$	[m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]	Dissipationsrate
$\varepsilon$	[ - ]	Expansionszahl
$\kappa$	[ - ]	Isentropenexponent
$\lambda$	[nm]	Wellenlänge
$\mu$	[Pa s]	Dynamische Viskosität
$\xi$	[ - ]	Druckverlustbeiwert
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte
$\omega$	[1/s]	turbulente Dissipationsrate

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Rückstromverhinderer nach Leonardo da Vinci [1] .....	2
Abbildung 1-2: Strömungsoptimierte Ventilgehäusebauform nach Prandtl [1].....	3
Abbildung 2-1: Hauptbestandteile von Rohrleitungsarmaturen.....	8
Abbildung 2-2: Druck- und Geschwindigkeitsverlauf durch die Armatur [20] .....	9
Abbildung 2-3: Innenschalldruckpegel Durchgangsventil Parabolkegel Hub=30 mm...	13
Abbildung 2-4: Entstehung eines Microjets [22].....	14
Abbildung 2-5: Ausbildung einer Kavitationszone für unterschiedliche $x_F$ -Werte [20]...	15
Abbildung 3-1: CAD-Modell des Prüfstands Luft.....	18
Abbildung 3-2: Break-Out-Box .....	20
Abbildung 3-3: Prüfstand mit applizierter Messtechnik .....	21
Abbildung 3-4 Kraftsensor.....	22
Abbildung 3-5: Prüfstand Wasser .....	23
Abbildung 3-6: Messstrecke.....	24
Abbildung 3-7: Schallmesskabine .....	24
Abbildung 3-8: Prinzip der Laser-Doppler-Velocimetrie .....	25
Abbildung 3-9: Traversiervorrichtung .....	26
Abbildung 3-10: Unsicherheit des Massenstroms über dem Wirkdruck.....	32
Abbildung 4-1: statistisch stationäre und statistisch instationäre Strömung .....	37
Abbildung 4-2: Geschwindigkeitsverteilung einer turbulenten Strömung in Wandnähe	40
Abbildung 4-3: Turbulenzmodelle .....	42
Abbildung 4-4: Schritte einer numerischen Strömungssimulation.....	46
Abbildung 4-5: Problemstellen bei der Erzeugung des Fluidvolumens .....	47
Abbildung 4-6: Vergleich „unbereinigter“ und „bereinigter“ Fluidkörper .....	48
Abbildung 4-7: Vor- und Nachteile der Elementtypen .....	49
Abbildung 4-8: Fehler beim Datenimport .....	52
Abbildung 4-9: Schnittbild des Stellventils mit Ein- und Austritt.....	53
Abbildung 4-10: Dialogfeld zum Einstellen der Lösungsgenauigkeit .....	54
Abbildung 4-11: Gittererzeugung FloWorks [32].....	55
Abbildung 4-12: In Hauptkoordinatenrichtungen verdichtetes Basic Mesh.....	55
Abbildung 4-13: Programmfenster des <i>Solvers</i> .....	58
Abbildung 5-1: modifizierte Absperrklappe .....	61
Abbildung 5-2: Untersuchte Kegelbauformen .....	61
Abbildung 5-3: Durchgangsventil 1 (Schraubsitz).....	62
Abbildung 5-4: Durchgangsventil mit Schraubsitz und untersuchten Kegeln.....	63
Abbildung 5-5: Durchgangsventil 2 (Spannsitz).....	64
Abbildung 5-6: Durchgangsventil mit Spannsitz und untersuchten Kegeln.....	64
Abbildung 5-7: CAD-Modell der Sicherheitsarmatur ohne Federhaube und Feder .....	65
Abbildung 6-1: Experimentell bestimmte $K_v$ -Werte .....	66
Abbildung 6-2: Vergleich $K_v$ -Werte (Simulation mit Wasser) .....	67
Abbildung 6-3: FloWorks Gitter Parabol, V-Port-Kegel .....	68
Abbildung 6-4: Oberflächengitter V-Port- und Parabolkegel.....	69
Abbildung 6-5: Vereinfachte Ventilgeometrie.....	70
Abbildung 6-6: Oberflächengitter Lochkegel.....	71

Abbildung 6-7: $K_v$ -Werte Loch- und V-Port-Kegel aus vereinfachter 3D-Geometrie .....	71
Abbildung 6-8: Rechengebiet 2D und damit berechnete $K_v$ -Werte Parabolkegel .....	72
Abbildung 6-9: Einfluss des Luftgehaltes des Wassers auf den $x_{Fz}$ -Wert .....	73
Abbildung 6-10: Vergleich $x_{Fz}$ -Wert Parabolkegel Durchgangsventil 1 .....	74
Abbildung 6-11: Experimentell bestimmte Kegelkräfte Prüfstand Luft .....	76
Abbildung 6-12: Vergleich Kegelkräfte (Simulation mit Luft) .....	77
Abbildung 6-13: Vergleich Kegelkräfte (Simulation mit Wasser) .....	78
Abbildung 6-14: Vergleich Kegelkräfte (Sicherheitsventil) .....	80
Abbildung 6-15: Einfluss der <i>result resolution</i> auf das Gitter .....	81
Abbildung 6-16: Lage der Messlinie und –ebene .....	82
Abbildung 6-17: Anordnung der Messpunkte in der Messebene .....	83
Abbildung 6-18: Vergleich Geschwindigkeitsprofil Klappe 90° (Prüfstand Wasser) .....	84
Abbildung 6-19: Geschwindigkeitsprofil austrittseitig der Klappe 70° .....	85
Abbildung 6-20: Vergleich Geschwindigkeitsprofile Klappe 70° (Prüfstand Wasser) .....	85
Abbildung 6-21: Vergleich Geschwindigkeitsprofile Klappe 70°, Messlinie .....	86
Abbildung 6-22: Vergleich Geschwindigkeitsprofile Parabolkegel (Prüfstand Wasser) .....	87
Abbildung 6-23: Vergleich Geschwindigkeitsprofil Klappe 90° (Prüfstand Luft) .....	88
Abbildung 6-24: Vergleich Geschwindigkeitsprofil Klappe 75° (Prüfstand Luft) .....	88
Abbildung 6-25: Netzstruktur des Strömungsgebietes mit langer Einlaufstrecke .....	89
Abbildung 6-26: Struktur des Klappengitters in Gambit .....	90
Abbildung 6-27: Interferogramm $h/b=0,2$ [14] .....	92
Abbildung 6-28: Vergleich Isolinien Mach-Zahl $h/b=0,2$ [14] .....	92
Abbildung 6-29: Berechnete Verdichtungsstöße Fluent [14] .....	93
Abbildung 6-30: CAD-Modell der vereinfachten Ventilgeometrie .....	94
Abbildung 6-31: Detail des Gitters des vereinfachten Ventilmodells (Fluent) .....	95
Abbildung 6-32: Lokale Druckminima an einer Klappe Klappenwinkel=80° .....	96
Abbildung 6-33: Lokale Druckminima am Parabolkegel Hub=30 mm .....	97
Abbildung 6-34: Lokale Druckminima am Lochkegel Hub=55 mm .....	97
Abbildung 6-35: Lokale Druckminima am Spannkäfig .....	98
Abbildung 6-36: Netzstruktur V-Port-Kegel mit Spannsitz .....	99
Abbildung 6-37: Kavitation stationär berechnet, Parabolkegel Hub=30 mm .....	100
Abbildung 6-38: Kavitation stationär berechnet, Schaltkegel Hub=5 mm .....	101
Abbildung 6-39: Kavitation stationär berechnet, V-Port-Kegel Hub=25 mm .....	101
Abbildung 6-40: Kavitation instationär berechnet, Parabolkegel Hub=25 mm .....	102
Abbildung 6-41: Einfluss Krümmer auf die Umströmung einer Klappe .....	103
Abbildung 6-42: Einfluss Krümmer auf die Kavitation einer angestellten Klappe .....	103
Abbildung 6-43: Aufbau der Messstrecke / Lage des Mikrophon-Aufnehmers .....	104
Abbildung 6-44: Innenschalldruckpegel Durchgangsventil Parabolkegel Hub=30 mm .....	105
Abbildung 6-45: Turbulente Schwankungen 650 mm austrittsseitig mit RANS .....	106
Abbildung 6-46: Gitter für die Berechnung der turbulenten Druckschwankungen .....	107
Abbildung 6-47: Zeitsignal der Druckschwankungen $x_F=0,22$ .....	108
Abbildung 6-48: Frequenzspektrum der Druckschwankungen $x_F=0,22$ .....	109
Abbildung 6-49: Zeitsignal der Druckschwankungen $x_F=0,34$ .....	110
Abbildung 6-50: Frequenzspektrum der Druckschwankungen $x_F=0,34$ .....	110



# Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Eck- und Mittenfrequenzen der untersuchten Oktavbänder.....	17
Tabelle 3-1: Leistungsdaten der Luftlieferanlage .....	19
Tabelle 3-2: Festinstallierte Messtechnik Prüfstand Luft.....	19
Tabelle 3-3: Festinstallierte Messtechnik Prüfstand Wasser .....	25
Tabelle 5-1: Hubstellungen der numerischen Modelle, Durchgangsventil 1 .....	63
Tabelle 5-2: Hubstellungen der numerischen Modelle, Durchgangsventil 2 .....	65

# 1 Einleitung

## 1.1 Problemstellung

Im Bereich des Anlagenbaus spielen Industriearmaturen eine entscheidende Rolle. Im einfachsten Fall wird eine Armatur zum Absperren einer Rohrleitung eingesetzt. Dabei muss diese absolut dicht sein und im geöffneten Zustand einen möglichst geringen Einfluss auf die Strömung haben. Müssen, resultierend aus den Prozessanforderungen, Prozessgrößen wie z.B. der statische Druck, die Fließgeschwindigkeit, die Temperatur oder auch bei Mischungsvorgängen die Konzentration eingestellt oder aber prozessabhängig mit sehr geringen Abweichungen geregelt werden, kommen ebenfalls Industriearmaturen zum Einsatz. Neben dem Absperren und Regeln von Prozessgrößen ist die Absicherung von Fehlfunktionen einer Anlage ein weiterer Einsatzbereich von Industriearmaturen. Die Einsatzbedingungen (Temperatur, Aggressivität des Mediums usw.) sind genauso vielschichtig wie die Bauart der Armatur. Die Anforderungen an eine Industriearmatur sind dabei sehr hoch, da z.B. ein frühzeitiger Ausfall der Armatur sehr hohe Ausfallkosten der Anlage mit sich bringt. Neben diesem ökonomischen Faktor resultiert aus ökologischen Gesichtspunkten eine weitere Anforderung an Industriearmaturen. So sind z.B. ein Entweichen giftiger Substanzen durch Leckage oder eine unnötig hohe Lärmbelastung auszuschließen. Durch die prozessbedingten hohen Anforderungen resultiert in vielen Fällen ein starker Verschleiß der Armatur, welcher in Form einer Standzeit möglichst genau vorhergesagt werden muss.

Aus dem großen Einsatzspektrum von Industriearmaturen resultiert eine kaum überschaubare Anzahl von Spezialarmaturen. Auch wenn es in einigen Bereichen bereits ökologische und ökonomische Alternativen gibt (z.B. drehzahlregelte Pumpen), welche die Notwendigkeit bzw. den Einsatz von Industriearmaturen in diesen Bereichen verringern, so wächst der Markt im Bereich der „prozessangepassten“ Armaturen, resultierend aus einer zunehmenden Vielfalt der zu verarbeitenden Medien, stetig.

In diesem Zusammenhang stellt die Reduktion der Entwicklungskosten und der Entwicklungszeit einen entscheidenden Faktor für den Erfolg eines Unternehmens dar. In verschiedensten Bereichen des Maschinenbaus hat sich die Unterstützung des Entwicklungsprozesses durch Computersimulationen als wirksames Mittel zum Erreichen dieser Ziele herausgestellt. Bei den Herstellern von Industriearmaturen steckt die Anwendung von Strömungssimulationen jedoch noch in den Anfängen. Am Markt existiert eine Vielzahl von Programmen, die der numerischen Simulation von Strömungsvorgängen dienen. Zum Einen gibt es die sogenannten CFD-Codes (Computational Fluid Dynamics), welche sehr komplex sind und durch eine Vielzahl von Einstellmöglichkeiten nahezu für jedes strömungstechnische Problem anwendbar sind. Diese Codes existieren schon lange Zeit auf dem Markt und sind dementsprechend ausgereift. Diese Codes verlangen allerdings vom Anwender ein entsprechendes Know-How. Zum Anderen kommen zunehmend Codes auf den Markt,

die eine andere Philosophie verfolgen, sogenannte EFD-Codes (Engineering Fluid Dynamics). Sie sollen aufbauend auf ein 3D-CAD Modell die Möglichkeit bieten, teilautomatisiert eine numerische Strömungssimulation durchzuführen, und wenden sich somit an den Entwicklungsingenieur, der nach der Konstruktion, mit nur wenig Grundwissen bezüglich numerischer Strömungssimulation, eine solche Simulation durchführen kann. Durch die geringeren Gesamtkosten sind solche Codes vor allem für kleinere und mittlere Unternehmen (kmU) interessant, für die eine eigene CFD-Abteilung nicht finanzierbar wäre. Zur Absicherung der Leistungsfähigkeit von CFD und EFD für die Berechnung unterschiedlicher Strömungsgrößen im Bereich der Industriearmaturen sind systematische Studien und Vergleiche mit Ergebnissen speziell konzipierter Versuche erforderlich, welche im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden.

## 1.2 Stand der Forschung

Der Begriff Armatur stammt aus dem lateinischen (*armatura*) und bedeutet soviel wie Ausrüstung [1]. Historisch betrachtet ist die erste Armatur im weitesten Sinne demnach wohl eine Absperrarmatur in Form eines Verschlussstopfens gewesen. Erste solche Verschlussstopfen wurden um 2500 v. Chr. im alten Ägypten gefunden [1]. Auch wenn im Laufe der Zeit immer wieder armaturenähnliche Konstruktionen auftauchten, so wurden diese nie als eigenständiges Bauelement betrachtet. Im alten Rom war wohl bekannt, dass der Querschnitt der Kanäle und Rohre einen Einfluss auf den Volumenstrom hat; warum das so ist, wurde aber lange Zeit nicht hinterfragt. Mit der Armatur als eigenständigem Anlagenelement beschäftigte sich wohl erstmals Leonardo da Vinci (1451 – 1519), wie dies Zeichnungen belegen (Abbildung 1-1).

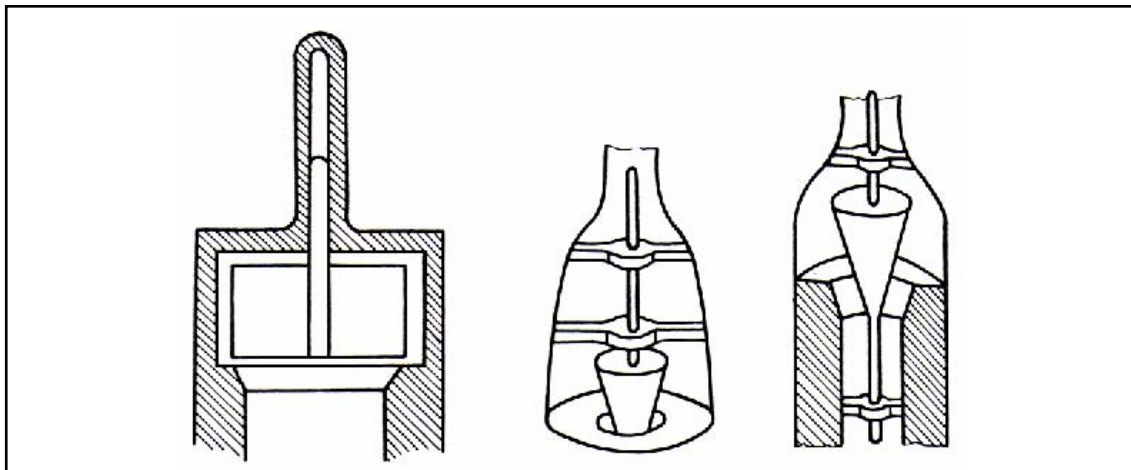
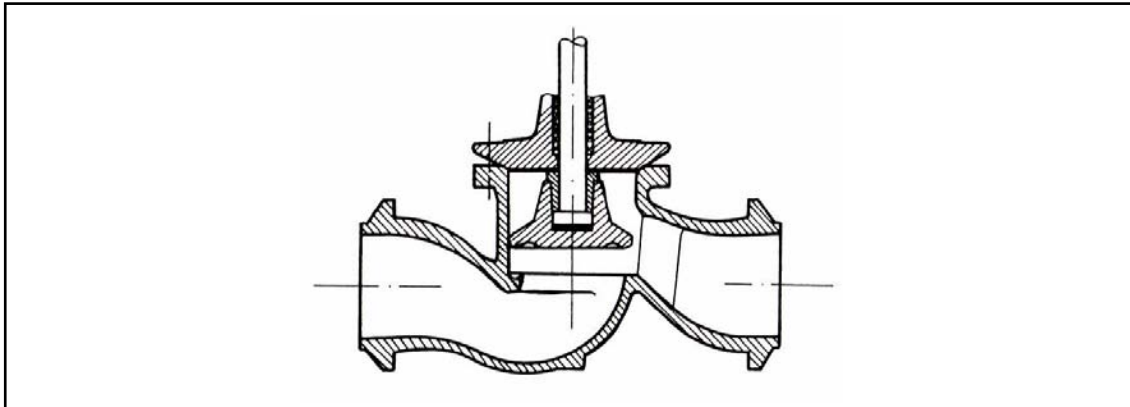


Abbildung 1-1: Rückstromverhinderer nach Leonardo da Vinci [1]

Zu dieser Zeit wuchsen die ersten Manufakturen heran, so dass die wirkliche Notwendigkeit solcher Armaturen erst um 1600 bestand. Dominierend in dieser Zeit war sicherlich die einfache Absperrarmatur. Der Bedarf von Steuerventilen und Sicherheitsventilen resultierte aus der zunehmenden Industrialisierung und vor allem aus dem Bedarf der chemischen Industrie. Nachdem dem französischen Physiker und Erfinder Denis Papin (1629 – 1712) während einer Vorführung sein Dampfdruck-Kochtopf explodierte, erfand er das Sicherheitsventil [2]. Die Erfindung von Steuerventilen lässt sich auf den schottischen Erfinder James Watt (1736 – 1819) im

Rahmen der Entwicklung der Dampfmaschine zurückführen [3]. Die ersten zahlreichen experimentellen Untersuchungen zur Bestimmung von Widerstandsbeiwerten gehen zurück auf die 30er Jahre [1]. Aus dieser Zeit stammen auch die ersten an einer wissenschaftlichen Einrichtung durchgeführten Untersuchungen von Emil Schrenk an der TH Darmstadt [4]. Der deutsche Physiker Ludwig Prandtl (1875 – 1953) erarbeitete eine optimierte Ventilgeometrie, wie diese in Abbildung 1-2 dargestellt ist [1] und auch heute noch Anwendung findet.



**Abbildung 1-2: Strömungsoptimierte Ventilgehäusebauform nach Prandtl [1]**

In den folgenden Jahrzehnten beschäftigte man sich intensiv mit den Kennwerten für Druckverlust und Durchsatz, der Kavitation und der Schallemission. Aufbauend auf ersten Untersuchungen mit inkompressiblen Newtonschen Flüssigkeiten wurde in den 70er Jahren ein geschlossener eindimensionaler Ansatz zur Beschreibung des Durchflussverhaltens von Armaturen formuliert der auch heute noch Bestand hat (siehe Formel: 2-4).

Seit den 80er und 90er Jahren finden zunehmend numerische Verfahren zur Beschreibung der Vorgänge in Armaturen Anwendung. Lag vorerst der Fokus auf Festigkeitsberechnungen mittels der Finiten Element Methode (FEM), wurden zunehmend auch einfache Strömungsberechnungen mittels der Finiten Volumen Methode (FVM) durchgeführt.

Der Einsatz rechnergestützter Strömungssimulation ist dabei eng mit der Leistungsfähigkeit der verfügbaren Computer gekoppelt. Zunehmend eingesetzt wurde dieses Werkzeug dementsprechend ab Mitte der 80er Jahre. Zu Beginn waren lediglich einfache, meist zweidimensionale Berechnungen einfacher Strömungen auf sehr teuren Rechenmaschinen möglich. Heutzutage können auf handelsüblichen Rechnern schon sehr komplexe Rechnungen durchgeführt werden, was schließlich dazu geführt hat, dass nicht nur im akademischen Bereich die CFD zunehmend an Bedeutung gewinnt, sondern auch der Einsatz in der Industrie stetig wächst. Betrachtet man die Beiträge auf internationalen Tagungen, so fällt der Zuwachs an Themen, in denen CFD-Tools zum Einsatz kommen, signifikant auf. Nichtsdestotrotz ist der effektive Einsatz von CFD für Industrieunternehmen mit hohen Kosten verbunden, welche vor allem aus den Softwarekosten und den Personalkosten eines qualifizierten Mitarbeiters resultieren. Mittelständischen Unternehmen fällt der Einsatz dieses „neuen“ Werkzeuges daher schwer.

An die strömungstechnische Berechnung einer Armatur werden hohe Anforderungen gestellt. Bedingt durch die meist komplexe Geometrie der Armaturen sowie der vorliegenden Strömung ist in den meisten Fällen eine dreidimensionale Berechnung notwendig. Die hochturbulente Strömung innerhalb einer Armatur erschwert die Berechnung zusätzlich, so dass eine ausschließlich numerische Betrachtung auch noch längerfristig nicht möglich sein wird [1].

Ein vollständiger Verzicht auf experimentelle Untersuchungen liegt noch in weiter Ferne. Die CFD bietet aber die Möglichkeit, das gesamte Strömungsfeld beurteilen zu können, wenn die Berechnungen durch experimentelle Untersuchungen validiert wurden.

Jim Stares beschreibt, dass der Einsatz von CFD vor allem im Bereich der Regelventile Fortschritte macht [5]. Durch gezielte Designoptimierung konnten die Bereiche, in denen Strömungsablösung innerhalb der Armatur auftraten, minimiert werden.

Von großem Interesse für die Armaturenhersteller ist die Berechnung des Durchflusskoeffizienten  $K_v$ . Untersuchungen gepaart mit CFD-Simulationen an einem Regelventil zeigen, dass der  $K_v$ -Wert, welcher aus dem Druckverlust einer Armatur resultiert und deren Durchflusscharakteristik darstellt, hinreichend genau berechnet werden kann [6]. Zu ähnlichen Ergebnissen kommen auch Salvador, Valverde und Frankel [7]. Davis und Steward untersuchten in diesem Zusammenhang auch den Einfluss einer Geometrievereinfachung und der Gitterauflösung auf die Genauigkeit des berechneten Durchflusskoeffizienten [8]. Es konnte gezeigt werden, dass auch mit einem zweidimensionalen Gitter sehr gute Ergebnisse für den Durchflusskoeffizienten für ein einfaches Sitzventil mit symmetrischem Kegel erreicht werden konnten.

Die numerische Berechnung von Strömungskräften wurde vor allem am Beispiel der Klappe, einer Absperrarmatur, durchgeführt. Es konnte gezeigt werden, dass mit dem Code Fluent die auf eine Klappe wirkenden Momente mit hinreichender Genauigkeit berechnet werden konnten [9], [10].

Um die Rückwirkungen von Kavitation auf das Strömungsfeld untersuchen zu können, ist es notwendig, die numerische Strömungssimulation gepaart mit einem Kavitationsmodell durchzuführen. Am Beispiel eines Einzelprofils wurden Berechnungen von Dular mit einem modifizierten Kavitationsmodell in Fluent durchgeführt [11]. Die berechnete Kavitationszone stimmt dabei sehr gut mit der experimentell ermittelten überein. Berechnungen der Kavitationszonen an einem Sicherheitsventil zur Reduzierung der Kavitationsneigung durch Modifikation des Ventiltellers wurden von Hong, Xin und Huayong durchgeführt [12]. Kavitationserscheinungen während des Schließvorganges eines Hydraulikventils zeigt Chen [13].

Tiefgehende experimentelle Untersuchungen zum Thema Überschallströmung im Einlauf eines vereinfachten Sicherheitsventils wurden von Föllmer [14] durchgeführt. Die experimentellen Ergebnisse von Föllmer dienten zur Validierung der numerischen Untersuchungen am Beispiel eines vereinfachten Sicherheitsventils im Rahmen dieser

Arbeit. Zur Darstellung von Verdichtungsstößen wurden numerische Strömungsberechnungen einer Überschallströmung am Hauptrotor-Gehäusespalt in einer Schraubenmaschine mit Fluent durchgeführt [15]. Die dort gemachten Erfahrungen waren für die Berechnungen der Überschallströmung des vereinfachten Sicherheitsventils sehr hilfreich.

Den Einfluss einer gestörten Zuströmung durch die Paarung von Krümmer und Klappe auf die Betriebseigenschaften einer Pumpe zeigt Roth [16] sowohl anhand von experimentellen wie auch von numerischen Untersuchungen.

Ein zunehmender Bereich der Strömungssimulation ist die Computational Aero Acoustics (CAA). In vielen CFD Codes sind bereits Akustikmodelle implementiert, welche, resultierend aus einer numerischen Strömungssimulation, die zu erwartende Schallemission berechnen. Die Druckschwankungen resultieren dabei aus der Berechnung des Strömungsfeldes, die Fortpflanzung der Druckwellen in der Umgebung wird mittels der Analogie nach Lighthill berechnet [17]. Einen guten Überblick über die Geräuscherzeugung durch Strömung zeigt Költzsch [18]. Die in den CFD-Codes implementierten Akustikmodelle haben allerdings nur Gültigkeit für umströmte Körper. Die Berechnung des äußeren Schalls, welcher aus der Durchströmung von Armaturen resultiert, gestaltet sich sehr komplex und ist an viele Modellannahmen gebunden. Daher wird im Rahmen dieser Arbeit nur auf den Innenschalldruckpegel eingegangen, da dieser ohne Modelle auf die turbulenten Druckschwankungen innerhalb der Armatur zurückführbar ist. Da im Fall der Industriearmaturen die Druckschwankungen nicht aufgeprägt sind, wie dies z.B. bei der Laufrad-Sporn-Interaktion in Pumpen der Fall ist, sondern direkt aus der Strömung resultieren, ist bei der Berechnung der Druckschwankungen die Wahl des Turbulenzmodells entscheidend. Einen viel versprechenden Ansatz bieten dabei die hybriden Turbulenzmodelle wie z.B. DES. Squires zählt zu den Perspektiven, welche die DES bietet, die effiziente numerische Berechnung des strömungsinduzierten Schalls [19].

Bei den in den oben genannten Literaturstellen verwendeten Codes handelt es sich ausschließlich um komplexe kommerzielle CFD-Codes mit einer großen Funktionsvielfalt. Systematische Untersuchungen mit den vereinfachten EFD-Codes existieren kaum. Dies liegt zum Einen daran, dass diese Codes noch sehr neu sind, und zum Anderen, dass im Bereich der wissenschaftlichen Forschung vor allem auf bekannte Codes mit einer Vielzahl von Einstellmöglichkeiten oder auf selbst programmierte Codes zurückgegriffen wird. Gezielte Untersuchungen von EFD-Codes hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit von wissenschaftlicher Seite aus sind dem Autor nicht bekannt.

### **1.3 Zielsetzung und Vorgehensweise**

Betrachtet man die Hauptaufgaben einer Industriearmatur, die Änderung des Durchflusses in gewünschter Form, so lässt sich das daraus resultierende Betriebsverhalten einer Armatur folgendermaßen beschreiben: der aus dem Drosselvorgang resultierende Druckverlust und somit das Durchflussverhalten wird

über den Durchflusskoeffizienten beschrieben. Bedingt durch den Druckunterschied zwischen der Eintritts- und der Austrittsseite der Armatur sowie auftretende Reaktionskräfte resultiert eine Kraft auf den Stellkörper, welche für die Auslegung des Stellantriebes und das Öffnungs- und Schließverhalten einer Sicherheitsarmatur von entscheidender Bedeutung ist. Durch die Umwandlung von Druckenergie in Geschwindigkeitsenergie innerhalb einer Armatur können Betriebszustände auftreten, die den Einsatz der Armatur limitieren. Bei den Flüssigkeiten ist dies die Kavitation, bei Gasen das Erreichen der Schallgeschwindigkeit. Im Weiteren kommt es während des Betriebes einer Armatur zu einer beträchtlichen Schallentstehung, welche unter anderem aus einem starken Anstieg der turbulenten kinetischen Energie im Bereich des Freistrahls, welcher sich zwischen Kegel und Sitz ausbildet, resultiert. Um Auswirkungen der Armaturenströmung auf nachfolgende Anlagenelemente wie z.B. Pumpen zu verstehen [16], ist die Kenntnis der austrittsseitigen Strömung einer Armatur von entscheidender Bedeutung.

Kann man die oben beschriebenen Vorgänge innerhalb einer Armatur mittels numerischer Strömungssimulation erfassen, so bietet sich ein großes Potential für Optimierungen. Neben den Möglichkeiten, die typische CFD-Codes bieten, besteht großes Interesse darin zu prüfen, inwieweit vereinfachte Codes mit eingeschränktem Funktionsumfang das Betriebsverhalten von Industriearmaturen beschreiben können. Das Interesse ist darin begründet, dass ein solcher vereinfachter Code, vorausgesetzt, dass er zufrieden stellende Ergebnisse liefert, deutlich günstiger ist. Gerade mittelständische Unternehmen, wie dies im Falle der Armaturenindustrie fast ausschließlich der Fall ist, scheuen den Einsatz von CFD wegen der hohen Kosten, die damit verbunden sind. Ein Code, der eine numerische Strömungssimulation direkt im Anschluss an die Konstruktion durch den Konstruktionsingenieur ermöglicht, stößt daher bei den Herstellern der Armaturenindustrie auf großes Interesse.

In einer frühen Phase wurden die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Codes festgelegt. Als Vertreter der CFD-Codes kam Fluent zum Einsatz, da dieser am Fachgebiet bereits eingesetzt wurde und somit auch entsprechendes Know-How vorhanden ist. Als Vertreter der EFD-Codes wurde FloWorks ausgesucht; dieser war zum Planungszeitpunkt einer der ersten Codes dieser Art, der auf dem Markt verfügbar war.

Um die Eignung dieser Codes umfassend untersuchen zu können, ist es notwendig, die Ergebnisse der numerischen Simulationen zu validieren. Die Validierung erfolgt hierbei durch den Vergleich mit experimentellen Ergebnissen. Um die Eignung der Codes sowohl für kompressible als auch für inkompressible Medien zu untersuchen, wurden zwei Prüfstände für die Fluide Luft und Wasser aufgebaut. Zur Erfassung der Betriebseigenschaften der verwendeten Armaturen wurden diese Prüfstände mit geeigneter Messtechnik ausgestattet.

Um die Eignung der Codes nicht auf eine Ventilbauart zu beschränken, wurden die Untersuchungen an zwei Durchgangsventilen (Regelarmatur), eines mit Spannsitz und eines mit Schraubsitz, sowie an einer Klappe (Absperrarmatur) durchgeführt. Ein Eckventil (Sicherheitsarmatur) wurde aufbauend auf die im Laufe dieser Arbeit

gewonnenen Erkenntnisse numerisch untersucht. Zur Validierung konnte bei der Sicherheitsarmatur auf experimentelle Untersuchungen von Industrieunternehmen zurückgegriffen werden. In den beiden verwendeten Regelarmaturen wurden folgende typische Kegelbauarten variiert:

- Parabolkegel
- V-Port-Kegel
- Schaltkegel
- Lochkegel

An den ausgewählten Versuchsarmaturen wurden experimentelle Untersuchungen der inneren Strömungsvorgänge und relevanter Betriebseigenschaften (Kennlinien, Kräfte, Kavitation, Schallemission) durchgeführt. Anhand dieser Ergebnisse wurde die Qualität der numerischen Lösungen beurteilt.

Die Berücksichtigung der Kavitation mittels eines Kavitationsmodells sowie die Berechnung des Innenschalldruckpegels wurden ausschließlich mit dem CFD-Code durchgeführt, da der EFD-Code, bedingt durch den begrenzten Funktionsumfang, diese Möglichkeiten nicht bietet.



## 2 Theoretische Grundlagen

### 2.1 Ventilströmung

Betrachtet man ganz allgemein Rohrleitungsarmaturen, so setzen sich diese aus den Hauptbestandteilen Ventilgehäuse, Deckelflansch, Ventil-Garnitur und Stellantrieb zusammen. Diese Hauptbestandteile sind exemplarisch am Beispiel einer Durchgangsarmatur in Abbildung 2-1 dargestellt, haben für andere Armaturenbauarten aber ebenfalls Gültigkeit. Das Ventilgehäuse (dunkelgrau) nimmt im Betrieb einen Großteil des Druckes auf. In ihm sind die Durchflusswege für das Fluid und die Rohranschlüsse vorgesehen. Die Abmessungen resultieren aus der gewünschten Nennweite und der gewünschten Nenndruckstufe. Herstellerunabhängig ergeben sich so für Armaturen gleichen Typs gleiche Anschlussmaße. Der Einbau in eine Rohrleitung erfolgt über Normanschlüsse, z.B. Normflansche. Die Ventil-Garnitur ist das Innenteil der Armatur, welches der Strömung ausgesetzt ist. Dies sind z.B. der Drosselkörper, der Sitzring und die Spindel. Der Sitzring ist bauartbedingt entweder in das Armaturengehäuse eingeschraubt oder aber über einen Spannkäfig über den Deckelflansch (gelb) verspannt. Der Drosselkörper ist der bewegliche Teil der Armatur, welcher über die Spindel von außen mittels eines Stellantriebes in seiner Lage verstellt werden kann. Die Durchführung und Abdichtung der Spindel erfolgt über den Deckelflansch (gelb).

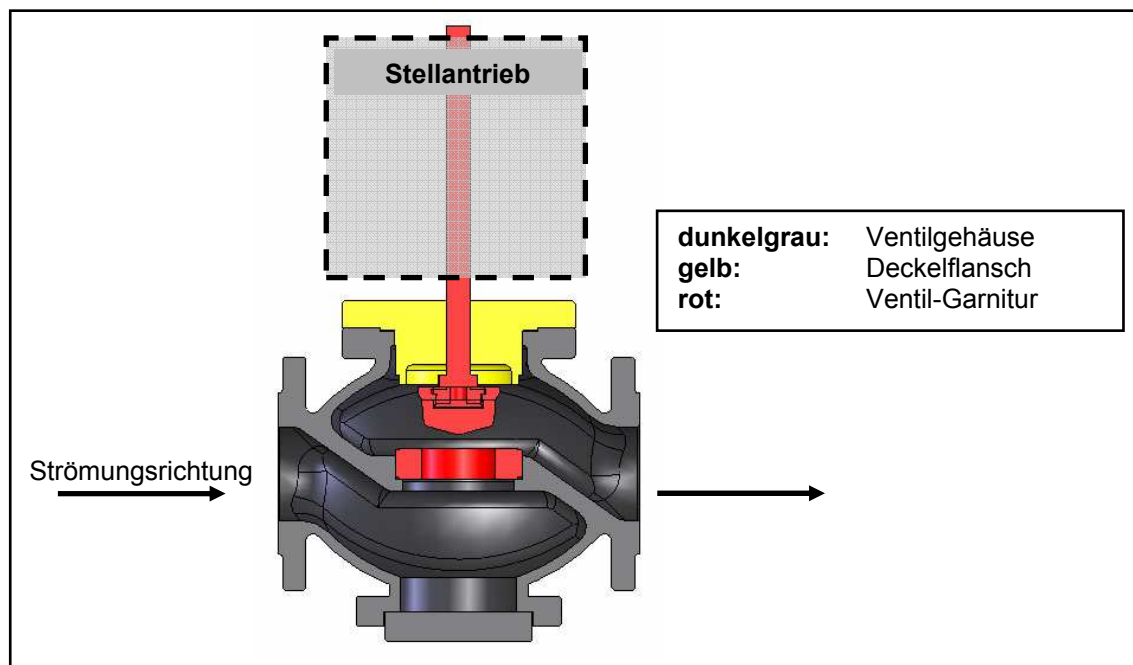
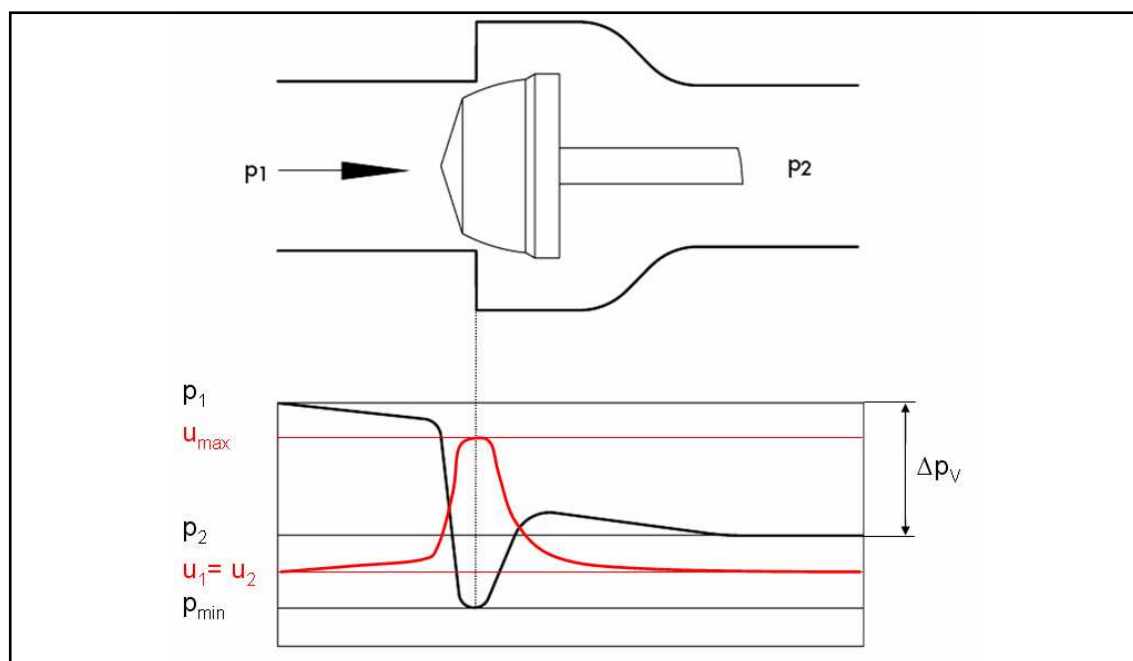


Abbildung 2-1: Hauptbestandteile von Rohrleitungsarmaturen

Folgt man der Strömung durch die Armatur, so kommt es im Bereich zwischen Sitz und Drosselkörper zu einer Reduzierung des durchströmten Querschnitts. Dieser durchströmte Querschnitt kann durch die Verstellung des Drosselkörpers gezielt verändert werden. Ausgehend vom Eintritt bis zu dieser Drosselstelle kommt es somit zu einer Umwandlung von Druckenergie in Geschwindigkeitsenergie. Hinter der

Drosselstelle kommt es zu einem stark aufgeweiteten Freistrahle mit hoher Austrittsgeschwindigkeit. Dieser Vorgang wird durch eine starke Wirbelbildung und das Auftreten von Toträumen innerhalb des austrittsseitigen Ventilgehäuses begleitet. Die Wirbelbildung ist mit irreversiblen Reibungsverlusten verbunden, so dass der Austrittsdruck bei gleicher Rohrleitungsnennweite kleiner ist als der Eintrittsdruck. Die mittlere Geschwindigkeit im Fall von ideal inkompressiblen Medien ist am Austritt gleich der Eintrittsgeschwindigkeit. Im Gegensatz dazu ist durch die Dichteänderung bei kompressiblen Medien die austrittsseitige Geschwindigkeit wesentlich höher als die Eintrittsgeschwindigkeit. Bei der Durchströmung der Armatur kommt es also zu einer Beschleunigung der Strömung bis zur Drosselstelle und zu einer anschließenden Verzögerung der Strömung mit dem Ziel eines möglichst geringen Druckrückgewinns. Fast alle Stellarmaturen arbeiten nach diesem Prinzip der Drosselung und können so gezielte Veränderungen des Flüssigkeits- oder Gasstromes erreichen.

Die über dem Querschnitt gemittelten Verläufe des Druckes  $p$  und der Geschwindigkeit  $u$  für ein ideal inkompressibles Medium sind schematisch in Abbildung 2-2 dargestellt. Die Durchflussrichtung ist von links nach rechts. Der Index 1 steht für die Eintrittsseite der Armatur und der Index 2 für die Austrittsseite der Armatur. Die maximale Geschwindigkeit und der minimale Druck werden im engsten Querschnitt (vena contracta) erreicht. Der bleibende Druckverlust  $\Delta p_v$  resultiert aus der Dissipation eines Teils der in der Strömung vorhandenen Energie in Wärme.



**Abbildung 2-2: Druck- und Geschwindigkeitsverlauf durch die Armatur [20]**

Für ein inkompressibles Fluid lassen sich diese Zusammenhänge für eine eindimensionale Betrachtung mit der Kontinuitätsgleichung

$$u_1 \cdot A_1 = u_2 \cdot A_2 \quad (2-1)$$

und der Bernoulligleichung

$$p_1 + \rho \cdot g \cdot h_1 + \frac{\rho \cdot u_1^2}{2} = p_2 + \rho \cdot g \cdot h_2 + \frac{\rho \cdot u_2^2}{2} + \Delta p_V \quad (2-2)$$

beschreiben. Der resultierende Druckverlust lässt sich mit der mittleren Geschwindigkeit, die sich aus dem Volumenstrom und der Nennweite der Armatur ergibt, der Dichte und dem Druckverlustbeiwert bestimmen:

$$\Delta p_V = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left( \frac{\dot{V}}{A_{DN}} \right)^2 \quad (2-3)$$

Durch Änderung der Position des Drosselkörpers ändert sich der Druckverlustbeiwert und somit auch der Druckverlust. Dadurch ändert sich der Gesamtwiderstand der Anlage und somit auch der Volumenstrom. Bei der Auswahl von Armaturen ist in diesem Zusammenhang die Rückwirkung der Drosselung auf die gesamte Anlage, auch als Anlageneinfluss bezeichnet, zu berücksichtigen. So sind der Druckverlust der Anlage sowie die Druckerhöhung von Pumpen vom Volumenstrom abhängig.

Durch den Geschwindigkeits- und Druckverlauf innerhalb einer Armatur kommt es zu Strömungsphänomenen, die das Durchflussverhalten der Armatur beeinflussen. Bei gasdurchströmten Armaturen kann im engsten Querschnitt Schallgeschwindigkeit erreicht werden. Ist dies der Fall, so bewirkt eine Druckabsenkung des Austrittsdruckes  $p_2$ , bei einem konstanten Eintrittsdruck  $p_1$  keine weitere Zunahme des Massenstroms durch die Armatur, es wird die Durchflussbegrenzung der Armatur erreicht. Im Fall von flüssigkeitsdurchströmten Armaturen kann im engsten Querschnitt der Minimaldruck  $p_{\min}$  den Dampfdruck erreichen bzw. unterschreiten. Ist dies der Fall kommt es zur so genannten Kavitation (Kapitel 2.4).

Aufgrund der hohen Turbulenz hinter dem engsten Querschnitt der Armatur und den daraus resultierenden lokalen Schwankungen der Geschwindigkeit und des Druckes kommt es betriebspunktabhängig zu einer beträchtlichen Schallemission. Im Hochdruckbereich werden so leicht Außenschalldruckpegel von 110 dB bis 125 dB erreicht. Tritt zusätzlich lokal Überschall auf oder kommt es zur Kavitation, kann sich der Außenschallpegel nochmals erhöhen.

## 2.2 Ventilkennwerte

### 2.2.1 $K_V$ -Wert

Die Durchflusskapazität einer Armatur wird im Allgemeinen mit dem  $K_V$ -Wert angegeben. Dieser Wert stellt den Durchfluss in  $\text{m}^3/\text{h}$  von Wasser bei  $20^\circ\text{C}$  dar, der bei einem konstanten Druckverlust von  $\Delta p_V = 1\text{bar}$  und in Funktion von Hub oder Stellwinkel durch die Armatur strömt [1]. Der  $K_V$ -Wert stellt, unabhängig von den Betriebsbedingungen und unabhängig vom Medium, eine Umrechnung in die

Einheitsbedingungen mit Wasser dar. Er eignet sich dadurch hervorragend zur Gegenüberstellung mit numerischen Ergebnissen.

Zur Berechnung des  $K_v$ -Wertes aus den experimentellen Untersuchungen am Prüfstand Luft wird neben den Messgrößen (Eintrittsdruck  $p_1$ , Austrittsdruck  $p_2$ , Eintrittstemperatur  $T$ , Massenstrom  $q_m$ ) noch der so genannte  $x_T$ -Wert benötigt. Der  $x_T$ -Wert ist ein Ventilkennwert und gibt das kritische Differenzdruckverhältnis ( $\Delta p/p_1$ ) an, ab welchem trotz einer Steigerung des Eintrittsdrucks bzw. einer Senkung des Austrittsdrucks keine weitere Erhöhung des Durchflusses mehr erfolgt. Dieser auch Versperrung genannte Effekt tritt auf, wenn im gesamten engsten Querschnitt die Schallgeschwindigkeit erreicht wird. Da die Ermittlung der  $x_T$ -Werte am Prüfstand Luft nur sehr schwer möglich war, wurden die in der Norm EN 60534-2-1 [21] angegebenen, für die untersuchten Ventilbauformen typischen  $x_T$ -Werte verwendet.

Der  $K_v$ -Wert ergibt sich für die vorliegende Konfiguration ohne Anpassungsstücke und Durchflussbegrenzung dann aus folgender Gleichung:

$$K_v = \frac{q_m}{N_6 \cdot Y \cdot \sqrt{x \cdot p_1 \cdot \rho_1}} \quad (2-4)$$

wobei der Expansionsfaktor  $Y$  bzw. das Differenzdruckverhältnis  $x$  definiert ist durch:

$$Y = 1 - \frac{x}{3 \cdot x_T} \geq \frac{2}{3} \quad (2-5)$$

$$x = \frac{p_1 - p_2}{p_1} \quad (2-6)$$

$N_6$  ist eine in der Norm aufgeführte numerische Konstante;  $\rho_1$ , die Dichte am Eintritt, wurde mit Hilfe der idealen Gasgleichung aus den Messwerten von Eintrittstemperatur und -druck berechnet. Um den  $K_v$ -Wert in der üblichen Einheit von  $\text{m}^3/\text{h}$  zu erhalten, wurde der gemessene Massenstrom vor dem Einsetzen in die Gleichung auch auf  $\text{m}^3/\text{h}$  umgerechnet.

Da es sich beim  $K_v$ -Wert um einen auf das Strömungsmedium Wasser bezogenen Kennwert handelt, ist die Bestimmung des  $K_v$ -Wertes am Prüfstand Wasser deutlich einfacher. Der  $K_v$ -Wert wurde für die vorliegende Konfiguration ohne Anpassungsstücke aus dem gemessenen Volumenstrom  $\dot{V}$ , der gemessenen statischen Druckdifferenz  $\Delta p$  und der Dichte  $\rho$  wie folgt berechnet:

$$K_v = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p}} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\rho_0}} \quad (2-7)$$

mit:

$$\Delta p_0 = 1 \text{ bar}; \quad \rho_0 = 1000 \text{ kg/m}^3$$

### 2.2.2 $x_{Fz}$ -Wert

Bei der Durchströmung einer Armatur mit einer Flüssigkeit, kommt es infolge einer Geschwindigkeitsüberhöhung im Kegel-Sitz Bereich zu einer lokalen Druckabsenkung. Fällt der Druck unter den Dampfdruck des Fluides, kommt es zur Bildung von Dampfblasen im Fluid, welche, von der Strömung mitgeschleppt, an Stellen höheren Druckes durch Rückkondensation implodieren. Dieser als Kavitation bekannte Vorgang kann zur Versperrung des Querschnittes, zur Kavitationserosion, zu ungewollten Schwingungen und zur Erhöhung der Schallemission führen. Betreibt man eine Armatur über zu lange Zeit mit starker Kavitation, so führt dies zu ernsthaften Schäden an der Armatur [1]. Da eine optische Zugänglichkeit zur Beobachtung der Kavitationsereignisse in den meisten Fällen nicht gegeben ist, bedient man sich zur Detektion des Kavitationsbeginns akustischer Verfahren. Dazu wird der Außen- oder Innenschallpegel  $L_{p,a}$  oder  $L_{p,i}$  über dem Differenzdruckverhältnis  $x_F$  in einem Diagramm aufgetragen. Das Differenzdruckverhältnis  $x_F$  berechnet sich mit dem Eintrittsdruck  $p_1$ , dem Austrittsdruck  $p_2$  und dem Dampfdruck des Fluides  $p_v$  zu:

$$x_F = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_v} \quad (2-8)$$

Variiert man bei den Messungen den Differenzdruck und hält den Eintrittsdruck konstant, erhält man eine typische Schallpegelkurve der Armatur. An der Stelle, an der der Schallpegel mit einem hohen Gradienten zunimmt, erfolgt der Übergang einer kavitationsfreien in eine kavitationsbehaftete Strömung. Der  $x_F$ -Wert, bei dem dieser Übergang stattfindet, wird als  $x_{Fz}$ -Wert definiert. Ist  $x_F < x_{Fz}$ , handelt es sich um eine kavitationsfreie Strömung. Für alle  $x_F > x_{Fz}$  liegt eine kavitationsbehaftete Strömung vor. Abbildung 2-3 zeigt eine solche Schallpegelkurve für den Innenschalldruckpegel eines Durchgangsventil mit Parabolkegel bei einem Hub von 30 mm und einem konstanten Eintrittsdruck von 6 bar. In dieser Abbildung sind die Innenschalldruckpegel für die Oktavbänder mit den Mittenfrequenzen 500 Hz, 1000 Hz, 2000 Hz, 4000 Hz und 8000 Hz dargestellt. Der Summenpegel resultiert aus der Pegeladdition dieser Oktavpegel (siehe Kapitel 2.5). In diesem Fall liegt der  $x_{Fz}$ -Wert bei ungefähr 0,37.

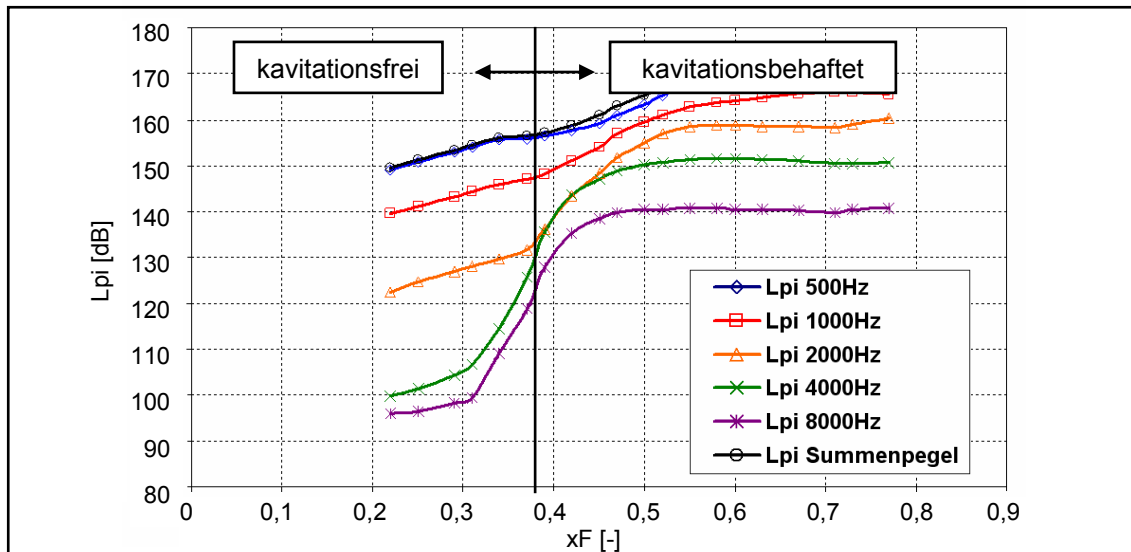


Abbildung 2-3: Innenschalldruckpegel Durchgangsventil mit Parabolkegel Hub=30 mm

## 2.3 Strömungskräfte

Die Kenntnis der Strömungskräfte ist für die Auslegung des Antriebes von entscheidender Bedeutung. Der Antrieb und die Armatur bilden gerätetechnisch eine Einheit, das Stellgerät. Dabei hat der Antrieb die Aufgabe, den Kegel in der Armatur in eine vorgegebene Stellung zu bringen. Als Antrieb kamen im Rahmen dieser Arbeit ausschließlich Handräder zum Einsatz. Die Kegel- oder Klappenposition kann aber auch elektrisch, pneumatisch oder hydraulisch angefahren werden, wie dies in automatisierten Anlagen der Fall ist. Alle auf den Kegel wirkenden Kräfte müssen von der Antriebskraft überwunden werden. Die auftretenden Kräfte lassen sich zusammenfassen in Reibungskräfte der Dichtelemente, Schließkräfte, statische Kräfte aus dem Druckunterschied zwischen Ein- und Austritt sowie Strömungskräfte. Die Strömungskraft, welche auf den Drosselkörper wirkt, resultiert bei den untersuchten Medien hauptsächlich aus dem auf den Kegel wirkenden Oberflächendruck.

$$F = \int_A p \cdot dA \quad (2-9)$$

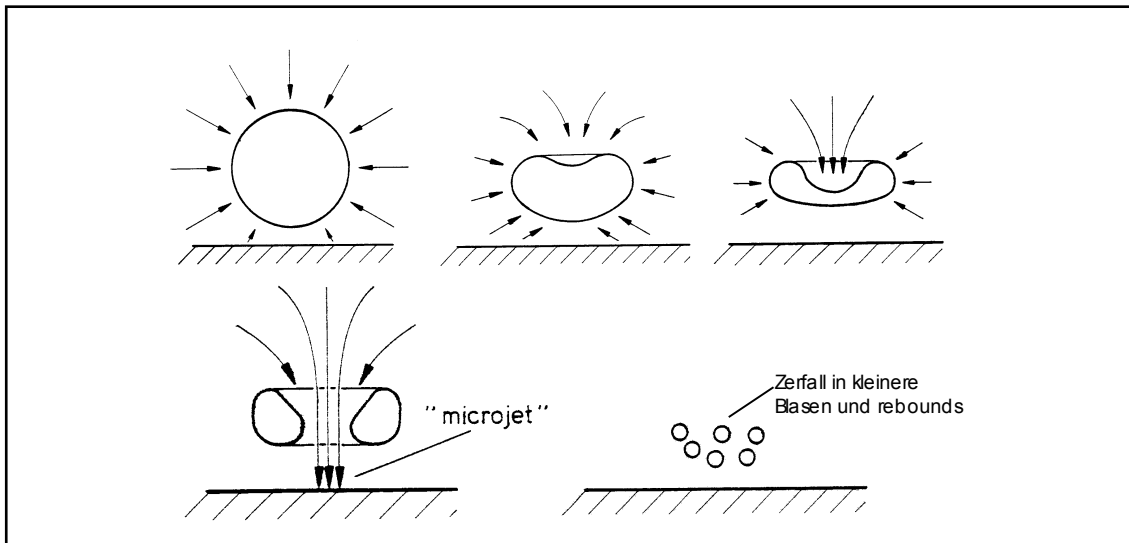
Bislang werden die Strömungskräfte im Wesentlichen durch experimentelle Untersuchungen bestimmt, was gerade im Bereich der Sicherheitsventile einen zum Teil beachtlichen Messaufwand bedeutet.

Im Falle von Sicherheitsarmaturen ist das Wissen über die auftretenden Kräfte nicht nur für die Auslegung der Ventil-Garnitur, sondern vor allem für die Funktion entscheidend. Durch konstruktive Gestaltung des Kegels wird das Fluid bei der Durchströmung durch das Ventil umgelenkt, so dass zusätzliche Reaktionskräfte das Öffnen des Kegels beschleunigen.

## 2.4 Kavitation

Als Kavitation bezeichnet man das lokale Verdampfen einer Flüssigkeit aufgrund einer örtlichen Absenkung des statischen Druckes unter den Verdampfungsdruck der

Flüssigkeit und den implosionsartigen Zusammenfall der gebildeten Dampfblasen an Stellen höheren Druckes. Ereignet sich der Zusammenfall der Dampfblasen in der Nähe oder direkt an einer das Strömungsgebiet begrenzenden Wand, so fällt die Dampfblase, bedingt durch eine unterschiedliche Druckverteilung des umgebenden Fluids, zur Wand gerichtet in sich zusammen. In Abbildung 2-4 ist der Zerfall einer Dampfblase in Wandnähe dargestellt. Durch schlagartiges Kondensieren des Dampfes in Gebieten höheren Druckes bildet sich eine gasleere Kugel, die durch den Außendruck der umgebenden Flüssigkeit belastet wird. Durch die ungleiche Druckverteilung in Wandnähe fällt die Kugel in Richtung Wand zusammen. Es bildet sich ein feiner Wasserstrahl, der sogenannte *Microjet*. In Abbildung 2-4 sieht man, wie der *Microjet* senkrecht auf die Oberfläche auftrifft. Dabei wird diese durch die auftretende Kombination hoher Drücke und hoher Temperaturen belastet. Die durch den Zerfall entstehenden kleineren Blasen sind beim Zerfall ebenfalls sehr aggressiv und können zu weiteren Schädigungen stromabwärts führen.

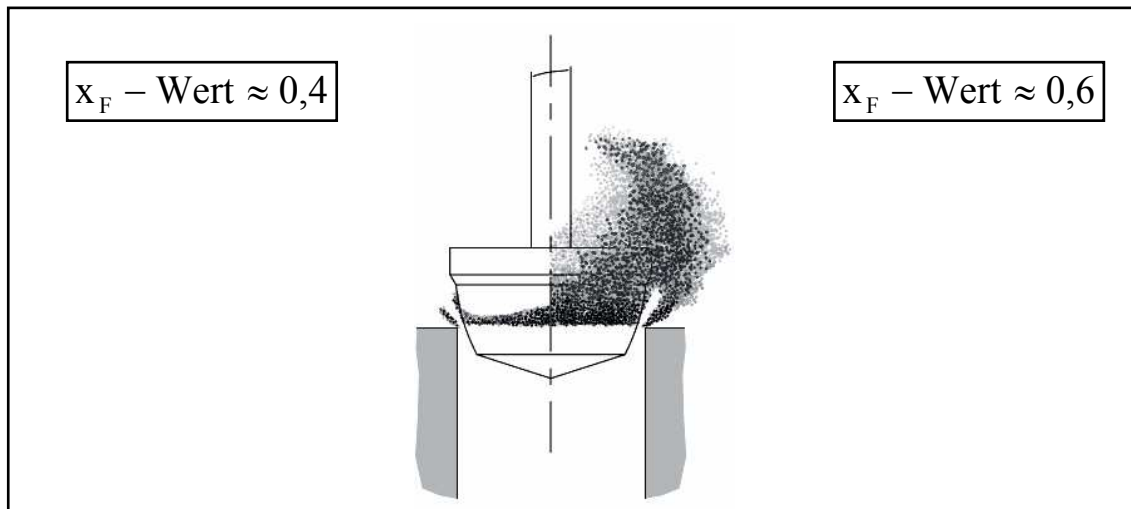


**Abbildung 2-4: Entstehung eines Microjets [22]**

Das Auftreten von Kavitation in Armaturen ist unerwünscht und führt zu folgenden Problemen:

- Versperrung des Strömungsquerschnittes und resultierende Durchflussbegrenzung
- Starke Schädigung der Drosseleinbauten und weiterer Bauteiloberflächen durch Kavitationserosion
- Starke Zunahme der Geräuschentwicklung

Anschaulich ist das Kavitationsverhalten am Beispiel eines Parabolkegels in Abbildung 2-5 dargestellt. Ausgehend davon, dass bei Kavitationsbeginn, also bei einem  $x_{Fz}$ -Wert von 0,37 (Abbildung 2-3), noch keine Dampfbereiche zu erkennen sind, nehmen diese in Bereichen  $x_F > x_{Fz}$  sehr stark zu. In dieser Abbildung ist der Kegel, getrennt durch die Rotationsachse der Spindel, zweigeteilt dargestellt. Im linken Kegelbereich ist eine Kavitationszone für einen  $x_F$ -Wert von ca. 0,4 und im rechten Bereich die Kavitationszone für einen  $x_F$ -Wert von ca. 0,6 dargestellt.



**Abbildung 2-5: Ausbildung einer Kavitationszone für unterschiedliche  $x_F$ -Werte [20]**

Für einen  $x_F$ -Wert von ca. 0,4 erfolgt der Dampfblasenkollaps im Bereich des Kegels. Für einen  $x_F$ -Wert von ca. 0,6 erfolgt dieser, abhängig von der Gehäuseform, in der freien Strömung oder an der Wand des Ventilgehäuses. Im ersten Fall käme es zu einer Schädigung des Kegels und im zweiten zu einer Schädigung des Ventilgehäuses oder anderer Einbauten.

## 2.5 Schallemission durch Armaturen

Abhängig von der Armaturenbauart besteht die Aufgabe von Armaturen in einer gezielten Veränderung des Flüssigkeits- oder Gasstromes. Betrachtet man z.B. die Funktionsweise von Durchgangsventilen, so wird klar, dass dies im Wesentlichen über Dissipation der in der Strömung vorhandenen Energie erreicht wird. Fast alle Armaturen arbeiten nach dem Prinzip der Drosselung. Durch Änderung der Hubstellung und somit des durchströmten Querschnittes der Armatur ändert sich der Druckverlustbeiwert  $\xi$ . Abhängig von den Betriebsdaten muss eine Armatur auf diesem Weg beträchtliche Energien umwandeln. Dabei kommt es in der Armatur zu bekannten unerwünschten Nebeneffekten wie einer lokalen Geschwindigkeitsüberhöhung und lokal auftretenden Unterdrücken. Ein weiterer unerwünschter Effekt ist die bei der Energieumwandlung auftretende Schallemission. Das Auftreten von Armaturenlärm ist nicht zu vermeiden. Wenn es aber gelingen würde, diese Größe durch numerische Verfahren zu bestimmen, so könnte man frühzeitig Änderungen der lärm erzeugenden Strömungsverhältnisse vornehmen und sich dadurch notwendige Sekundärmaßnahmen der Schalldämmung ganz oder zum Teil sparen.

Die Ursache der Schallentstehung ist eine Kombination unterschiedlicher Effekte. Eine wesentliche Quelle ist dabei der sich einstellende Freistrah zwischen Kegel und Sitz. In diesem Bereich steigt die turbulente kinetische Energie stark an und es kommt zu einer starken zeitlichen Änderung lokaler Drücke. In Ablösegebieten kann es zu periodischen Wirbelablösungen kommen, die zu einem „Pfeifen“ der Armatur führen. Des Weiteren kommt es im Wandbereich zu Grenzschichtgeräuschen. Betriebspunktabhängig werden diese Mechanismen durch weitere wie z.B. in Flüssigkeiten auftretende Kavitation ergänzt. Im Falle von Gasströmungen kann es



beim Übergang einer überkritischen Gasströmung in einen unterkritischen Zustand zu einem Schwingen der Stoßfront kommen. All diese genannten Lärmquellen liegen im Inneren der Armatur. Von Interesse ist jedoch der daraus resultierende Luftschall. Der aus den inneren Strömungsvorgängen resultierende Fluidschall regt das Gehäuse und die Rohrleitungen zum Schwingen an. Die Schallabstrahlung erfolgt dabei primär über die angeschlossenen Rohrleitungen an die Umgebung. Bei der Übertragung kommt es zu einer Änderung der Amplituden und der Frequenz, welche lärmdämmend wirken. In welchem Maße sich die Amplitude und die Frequenz dabei ändern, hängt von verschiedenen Parametern wie Rohrmaterial, Rohrwandstärke, Montage der Rohrleitung, Strömungsmedium, Umgebungsmedium usw. ab. Bei der Messung des Luftschalls muss das äußere akustische Umfeld berücksichtigt werden; der Aufbau einer Schallmesskabine, die ein Freifeld simuliert, ist in den meisten Fällen unumgänglich. Möchte man also prüfen, ob ein CFD-Code in der Lage ist, Armaturenlärm zu berechnen, so muss im ersten Schritt geprüft werden, ob die durch die Strömungsvorgänge auftretenden turbulenten Druckschwankungen richtig berechnet werden können. Ist dies sichergestellt, kann in einem nächsten Schritt die Übertragung des Innenschalls zum Luftschall untersucht werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurden erste grundsätzliche Untersuchungen zur Berechnung der inneren turbulenten Druckschwankungen vorgenommen.

Druckschwankungen, deren Effektivwert über der Hörschwelle ( $2 \times 10^{-5} \text{Pa}$ ) und im Hörbereich (ca.  $16 \text{Hz} - 20000 \text{Hz}$ ) liegen, werden als Geräusch oder Lärm wahrgenommen [23]. Liegt der Effektivwert der Druckschwankungen bei  $2 \times 10^2 \text{Pa}$ , wird die so genannte Schmerzschwelle erreicht. Man erkennt hierbei den großen Bereich der Schallwechseldrücke, die der Grund waren, diese zu logarithmieren, um eine handlichere Größe zu erhalten. Das Ergebnis dieser Logarithmierung ist der Schallpegel, der dimensionslos ist und in Dezibel angegeben wird. Aus dem gemessenen Effektivwert des Schallwechseldruckes bezogen auf den Wechseldruck der Hörschwelle ergibt sich der Schalldruckpegel zu:

$$L_p = 20 \lg \frac{\tilde{p}}{p_0} \quad [dB] \quad (2-10)$$

mit  $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{Pa}$

Umgerechnet in den Schalldruckpegel ergibt sich für die Hörschwelle ein Schalldruckpegel von 0 dB und für die Schmerzschwelle ein Schalldruckpegel von 140 dB. Durch die Energieumwandlung über die kinetische Strahlenergie im engsten Querschnitt der Armatur können durch Armaturen betriebspunktabhängig Schalldruckpegel von bis zu 125 dB erreicht werden, der innere Schalldruckpegel liegt dabei noch um einiges höher. Um ein Gefühl für die Größe des Schalldruckes zu erhalten, werden folgend einige Schalldrücke mit bekannten Geräuschen korreliert [23]:

0 dB	Hörschwelle
20 dB	Flüstern
40 dB	Wohngeräusch
60 dB	Bürogeräusch
85 dB	Auto
100 dB	Presslufthammer
130 dB	Düsenflugzeug
140 dB	Schmerzschwelle

Bei der Bewertung von aus Feldgrößen gebildeten Schallpegeln muss berücksichtigt werden, dass ein Anstieg des Schallpegels um 6 dB einer Verdoppelung des Effektivwertes des Schallwechseldruckes entspricht [23].

Für die Bestimmung des Innenschalldruckpegels müssen nach Norm die Innenschalldruckpegel für fünf Oktaven mit den Mittenfrequenzen 500 Hz, 1000 Hz, 2000 Hz, 4000 Hz und 8000 Hz bestimmt werden. Aus den zugehörigen Eckfrequenzen (Tabelle 2-1) ergibt sich ein Frequenzband von 355 Hz bis 11360 Hz, welches messtechnisch erfasst, bzw. numerisch abgebildet werden muss.

Eckfrequenz [Hz]	Mittenfrequenz [Hz]	Eckfrequenz [Hz]
355	500	710
710	1000	1420
1420	2000	2840
2840	4000	5680
5680	8000	11360

**Tabelle 2-1: Eck- und Mittenfrequenzen der untersuchten Oktavbänder**

Aus den gemessenen Druckwerten wird zunächst der jeweilige Oktav-Innenschalldruckpegel

$$Lp(fm) = 20 \lg \frac{\tilde{p}(fm)}{p_0} \quad (2-11)$$

und daraus resultierend der Summen-Innenschalldruckpegel gebildet.

$$Lpi = 10 \lg \sum_{n=1}^5 10^{0,1 \cdot Lpi(fm)n} \quad (2-12)$$

Dabei ist:

$\tilde{p}$  : Effektivwert des Schalldruckes

$p_0$  : Bezugsschalldruck ( $2 \cdot 10^{-5}$  Pa)

### 3 Prüfstände und verwendete Messtechnik

Im Rahmen dieser Arbeit wurden experimentelle Untersuchungen an Industriearmaturen mit den Fluiden Luft und Wasser durchgeführt. Dazu musste der Luftprüfstand komplett neu konzipiert werden, wobei auf eine vorhandene Luftlieferanlage zurückgegriffen werden konnte. Der Prüfstand Wasser resultiert aus dem Umbau eines vorhandenen geschlossenen Prüfstandes.

#### 3.1 Prüfstand Luft

Bei dem Prüfstand Luft handelt es sich um einen offenen Versuchskreislauf. Der Aufbau der Messstrecke richtet sich nach der DIN EN 60534 [21], [24], [25], [26], [27] zur Untersuchung von Stellventilen für die Prozessregelung. Ein- und Auslaufleitung bestehen aus DN 80 / PN 40 Rohren und Flanschen nach DIN 2635. Die gerade Mindesteinlauflänge soll nach Norm  $l \geq 20 \times DN$ , was 1800 mm entspricht, betragen. Die realisierte Einlauflänge beträgt 2500 mm. Die gerade Mindestauslauflänge soll nach Norm  $l \geq 7 \times DN$ , was 560 mm entspricht, betragen. Die realisierte Auslauflänge beträgt 1800 mm. Abbildung 3-1 zeigt den Aufbau des Prüfstandes Luft mit eingebauter Absperrklappe als 3D-CAD Modell.

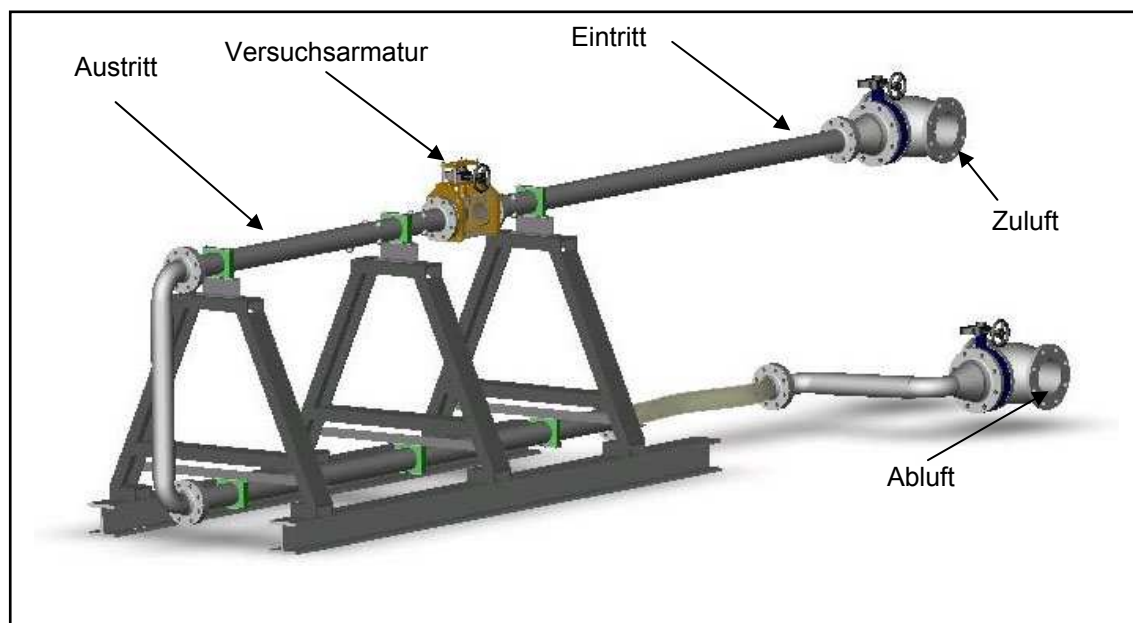


Abbildung 3-1: CAD-Modell des Prüfstands Luft

Der Prüfstand für die Messungen mit Luft bedient sich einer vorhandenen Luftlieferanlage. Dabei handelt es sich um einen Flügelzellenverdichter und zwei Radialverdichter. Die beiden Radialverdichter können bei Bedarf parallel oder seriell geschaltet werden. Die Leistungsdaten sind in Tabelle 3-1 angegeben. Die Kühlung der verdichteten Luft wird durch einen Gegenstromwärmetauscher in der Zuleitung realisiert. Ebenfalls in der Zuleitung außerhalb der Anlage ist eine Messblende zur Bestimmung des Luftmassenstroms integriert, die ebenfalls im Rahmen dieser Arbeit konstruiert und aufgebaut wurde [28], [29], [30], [31], [32], [33].

	max. Massenstrom [kg/s]	max. Druckverhältnis
Flügelzellenverdichter	1,5	4,0
Radialverdichter (parallel)	2,5	2,0
Radialverdichter (seriell)	1,0	4,0

**Tabelle 3-1: Leistungsdaten der Luftlieferanlage**

Auf die fest installierte Prüfstandsmesstechnik wird im Kapitel 3.1.1 detaillierter eingegangen. Folgende Messgrößen werden aber dauerhaft erfasst und gehören somit auch zur Konstruktion des Prüfstandes:

- Temperatur 1500 mm vor und nach der Armatur
- Statischer Druck 2D (160 mm) vor dem Eintritt in die Armatur
- Statischer Druck 6D (480 mm) nach dem Austritt aus der Armatur
- Massenstrom durch das Ventil, festinstallierte Blendenmessstrecke
- Dynamischer Drucksensor 640 mm nach der Armatur

### 3.1.1 Messtechnik

Die in den Prüfstand integrierten Sensoren für Temperatur und Druck sind in Tabelle 3-2 aufgeführt, wobei die letzten vier der Bestimmung des Massenstroms durch die Messblende dienen. Auf die Messunsicherheiten wird in Kapitel 3.3 eingegangen.

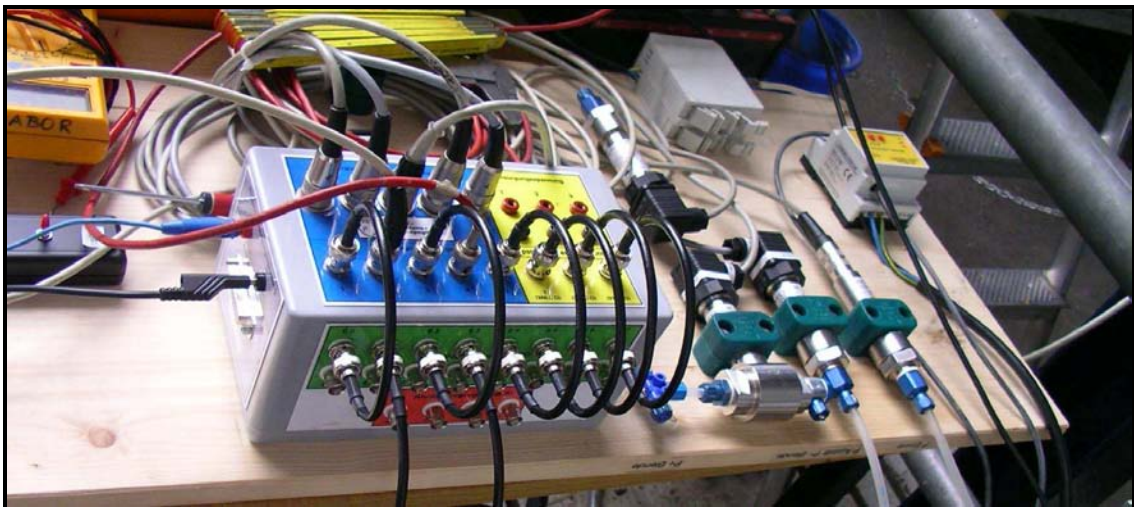
Messgröße	Sensor	Messbereich	Eingangsspannung	Ausgangssignal
T Eintritt	Pt 100	0 – 100 C°	15 – 30 V	4 – 20 mA
T Austritt	Pt 100	0 – 100 C°	15 – 30 V	4 – 20 mA
p Eintritt	Keller PAA 23 (Schlagnr. 58086)	0 – 5 bar	13 – 28 V	0 – 10 V
p Austritt	Keller PAA 23 (Schlagnr. 22588)	0 – 4 bar	5 V	0,5 – 4,5 V
T Blende	Pt 100	-40 – 100 C°	15 – 30 V	0,25 – 4,75 V
p Blende	Keller PAA 23 (Schlagnr. 74274)	0 – 5 bar	13 – 28 V	0 – 10 V
$\Delta p$ Blende	Keller PD 23 (Schlagnr. 83714)	0 – 200 mbar	13 – 28 V	0,25 – 4,75 V
$\Delta p$ Blende	Keller PD 23 (Schlagnr. 82882)	0 – 500 mbar	5 V	0,5 – 4,5 V

**Tabelle 3-2: Festinstallierte Messtechnik Prüfstand Luft**

Die Messung des Ventilhubes erfolgte rein mechanisch mit einer an der Ventilstange befestigten Messuhr und ist daher nicht in der Tabelle aufgeführt. Bis auf den

Absolutdruck- und den 500 mbar Differenzdrucksensor an der Blende besitzen alle Sensoren einen sich teilweise überdeckenden Eingangsspannungsbereich. Um die gesamte Messtechnik mit nur einem Labornetzgerät bei einer festen Spannung (20 V) betreiben zu können, wurden Spannungswandler in die Stecker der beiden Drucksensoren integriert. Diese versorgen die Sensoren mit einer stabilisierten Spannung von 5 V und verkraften versorgungsseitig eine Eingangsspannung von bis zu 35 V.

Zum Wandeln der analogen Sensorsignale in digitale Daten kam eine USB-Messkarte des Typs  $\mu$ DAQ USB-30 von Eagle Elektronik zum Einsatz. Die Karte besitzt 16 analoge Eingänge mit einer Auflösung von 14 bit bei einer Summenabtastrate von 250 kHz. Es können Eingangsspannungen zwischen 0 V und 10 V verarbeitet werden, so dass bis auf die beiden Pt100 alle Sensoren direkt mit der Messkarte verbunden werden konnten. Die analogen Eingänge an der Messkarte sind mittels eines seriellen Steckers realisiert. Um die verschiedenen Sensoren mit ihren unterschiedlichen Steckern mit dem Analogeingang der Karte zu verbinden, wurde die in Abbildung 3-2 dargestellte Break-Out-Box erstellt.



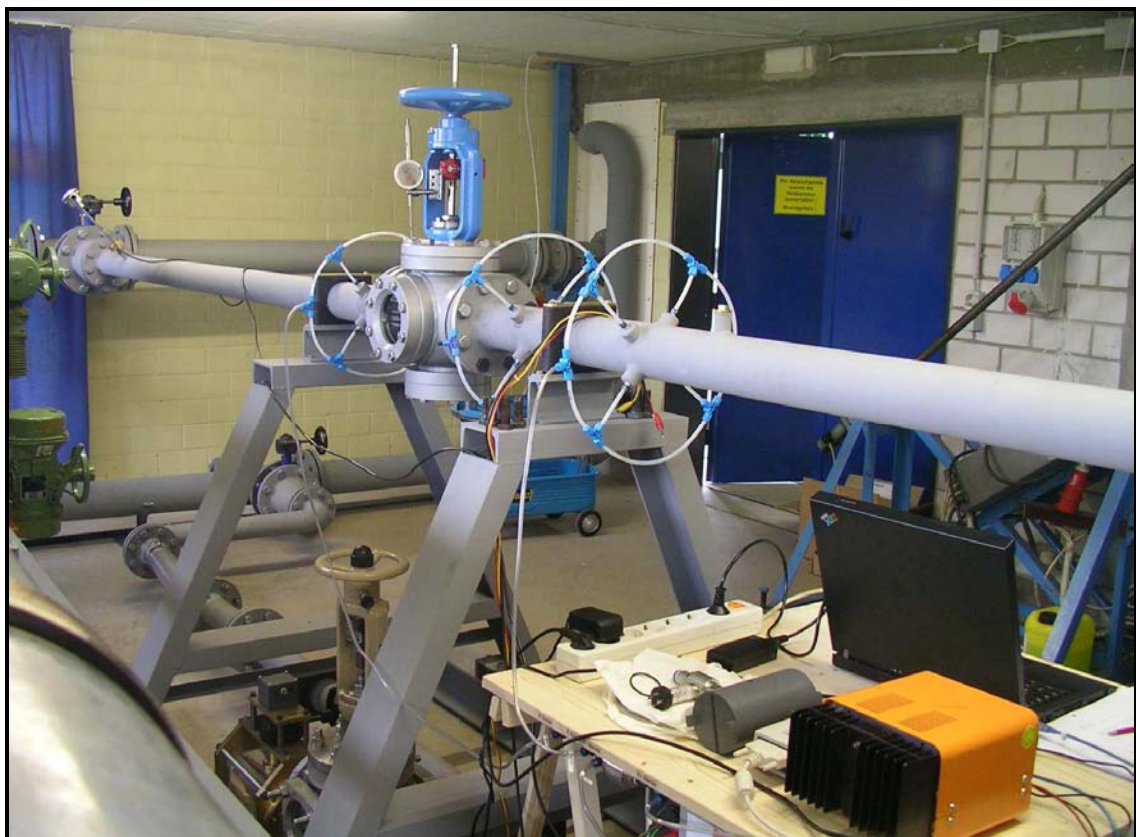
**Abbildung 3-2: Break-Out-Box**

Die Box stellt die 16 analogen Eingänge leicht zugänglich in Form von BNC-Buchsen bereit. Im blau hinterlegten Anschlussfeld links oben sind 4 Pol-Binder-Buchsen für die Drucksensoren eingebaut. Um diese mit Spannung zu versorgen, wird an die Bananenbuchsen auf der linken Seite das Netzgerät angeschlossen. Innerhalb der Box findet die Verteilung der Netzteilspannung auf die verschiedenen Anschlüsse statt. Die Sensorsignale der Druckaufnehmer werden an die BNC-Buchsen im blauen Anschlussfeld geleitet und durch die kurzen Kabel mit den Analogeingängen im grünen Bereich verbunden. Die Bananenbuchsen im gelb hinterlegten Anschlussfeld rechts oben dienen dem Anschluss der beiden am Prüfstand angebrachten Temperatursensoren. Im Gegensatz zu den anderen Sensoren liefern die Messumformer dieser Temperatursensoren ein Stromsignal anstatt eines Spannungssignals. Zur indirekten Messung des Stroms wurde pro Kanal ein Präzisionswiderstand in die Break-Out-Box integriert. Die über diesen abfallende Spannung kann an der zugehörigen BNC-Buchse abgegriffen werden, welche

wiederum durch ein kurzes Kabel mit einem Eingang der Messkarte verbunden wird. Aus der gemessenen Spannung lässt sich anschließend mit Hilfe des Ohm'schen Gesetzes der vom Messumformer emittierte Strom berechnen.

In Abbildung 3-3 ist ein Teil des Prüfstands mit applizierter Messtechnik abgebildet. Unterhalb des Handrades der Armatur befindet sich die Messuhr zur Bestimmung des Ventilhubes. Die Schlauchringe an den Druckentnahmestellen von Ein- und Austritt dienen der Ausmittlung lokaler Unterschiede des statischen Drucks. Die Break-Out-Box ist wie die Drucksensoren unter der Tischplatte verschraubt.

Die Messkarte ist mit einem Laptop verbunden, die Auswertung der Messdaten erfolgt direkt in Matlab. Das in Matlab erstellte Messprogramm liest fortlaufend die digitalisierten Spannungswerte aus und bildet von jeweils 500 Messpunkten den Mittelwert. Aus diesem wird anschließend mit Hilfe der hinterlegten Kalibrierfunktionen die jeweilige Messgröße berechnet und im Programmfenster ausgegeben und bei Bedarf gespeichert. Im Fall der Blende erfolgt zusätzlich die Bestimmung des Massenstroms.

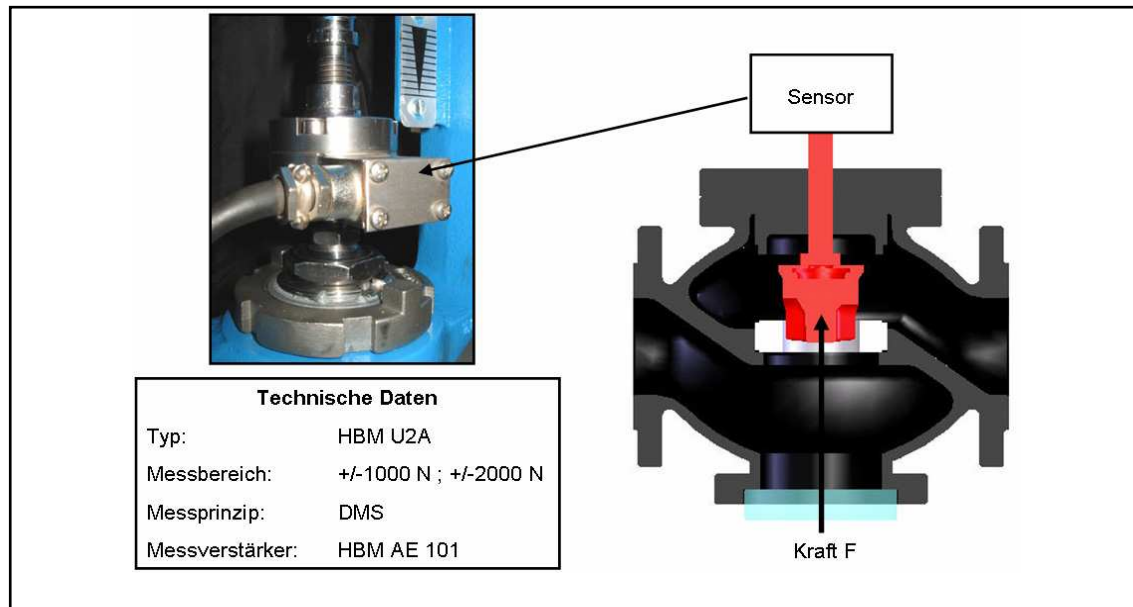


**Abbildung 3-3: Prüfstand mit applizierter Messtechnik**

Zu Ermittlung der Strömungskraft, die axial auf den Ventilkörper ausgeübt wird, wurde ein Kraftaufnehmer TypU2A der Firma HBM, der sowohl Zug- wie auch Druckkräfte misst, zwischen Spindel- und Kegelstange eingebaut. Der Messbereich der verwendeten Aufnehmer beträgt  $\pm 2 \text{ kN}$  und  $\pm 1 \text{ kN}$ . Aufgrund der Querkraftempfindlichkeit muss darauf geachtet werden, dass der Aufnehmer nicht verkantet eingebaut wird. Um den Einfluss der Reibkraft durch die vorhandenen



Dichtelemente zu minimieren, wurden diese für die Kraftmessungen ausgebaut. Die Kraftmessung erfolgt über Dehnmessstreifen (DMS). Zwecks Rauschunterdrückung sind die DMS in Vollbrücke geschaltet. Die Sensoren werden direkt vom Messverstärker AE101, ebenfalls von HBM, gespeist. Das verstärkte Ausgangssignal wird direkt von der Messkarte erfasst. Abbildung 3-4 zeigt den eingebauten Kraftsensor.



**Abbildung 3-4 Kraftsensor**

Austrittsseitig wurden die Strömungsprofile an der Klappe mit einer Eindraht-Hitzdrahtsonde vermessen. Dazu kamen Wolframdrahtsonden mit einem Drahtdurchmesser von 5µm zum Einsatz. Für die Messung wird dieser aufgeheizt (ca. 250°C) und der Drahtwiderstand mittels einer Brückenschaltung bestimmt. Dazu wird eine Messbrücke der Firma TSI (TSI IFA100) verwendet. Die Speisespannung wird während der Messung automatisch nachgeregelt, so dass die Temperatur und somit auch der Widerstand konstant bleiben. Abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit wird am Draht unterschiedlich viel Wärme abtransportiert. Die Speisespannung ist somit ein direktes Maß für die Strömungsgeschwindigkeit.

## 3.2 Prüfstand Wasser

Beim Prüfstand Wasser handelt es sich um einen geschlossenen Kreislauf mit einem Wasservolumen von 3000 l. Abbildung 3-5 zeigt den gesamten Aufbau des Prüfstandes.

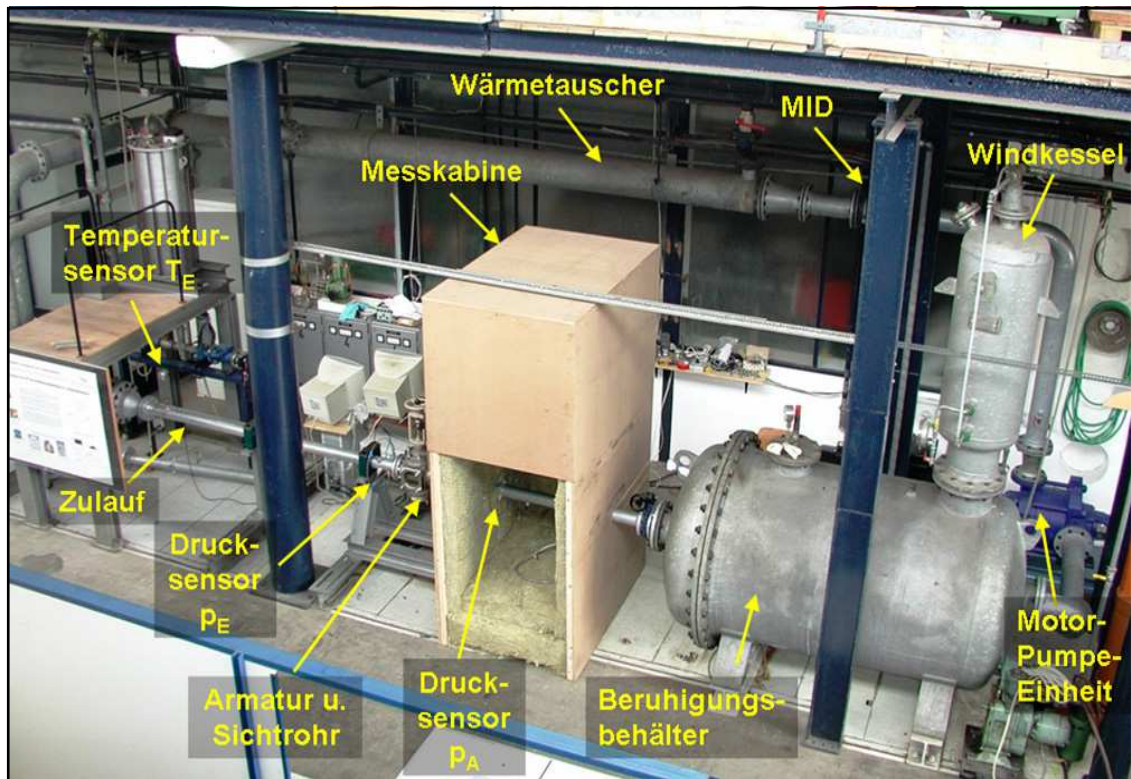
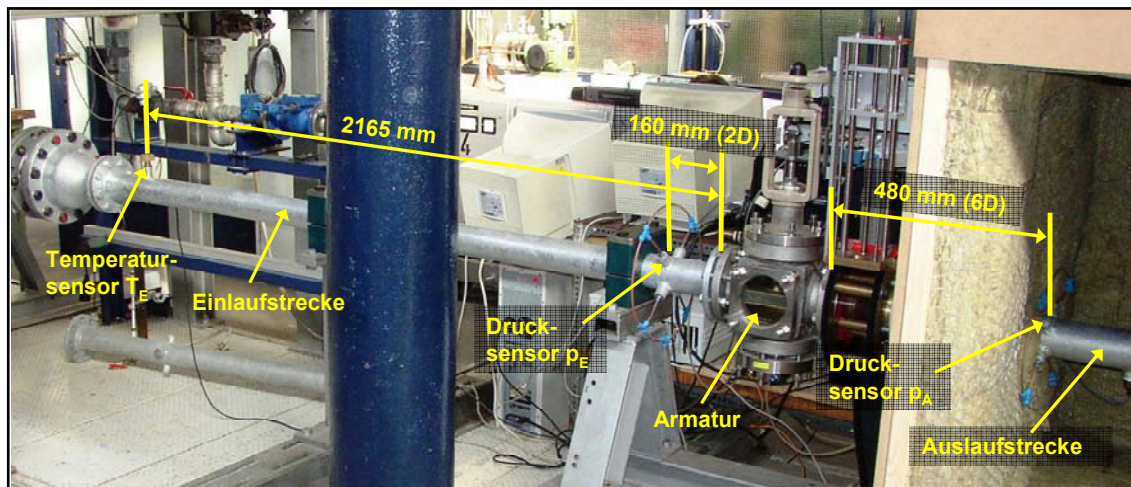


Abbildung 3-5: Prüfstand Wasser

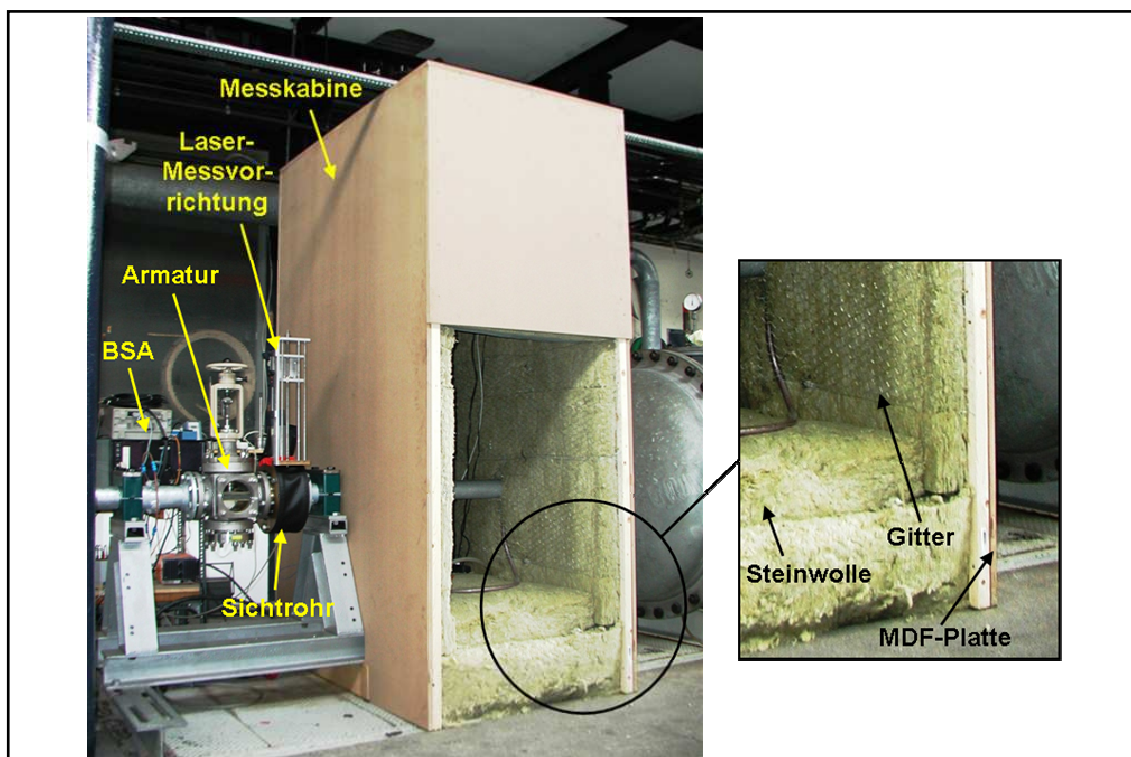
Beginnend mit dem Beruhigungsbehälter mit aufgesetztem Windkessel, über den der Anlagendruck eingestellt werden kann, folgt in Strömungsrichtung das Motor-Pumpen-Aggregat. Bei der Pumpe handelt es sich um eine 3-stufige Kreiselpumpe Multitec D125/03 der Firma KSB [34]. Bei dem Motor der Firma Leroy & Somer [35] handelt es sich um einen vierpoligen Drehstrom-Asynchromotor des Typs LS MV 225 MG-T in Fußausführung. Die Nennleistung bei  $1480 \text{ min}^{-1}$  beträgt 45 kW. Der Motor wird über einen Frequenzumrichter betrieben. Der maximal erreichbare Volumenstrom in der Anlage beträgt ca.  $200 \text{ m}^3/\text{h}$ . Der maximale Druck am Eintritt der Armatur beträgt ca. 10 bar. Im Anschluss an die Motor-Pumpen-Einheit folgt ein Magnetisch Induktiver Durchflussmesser (MID) zur Bestimmung des Volumenstroms. Ein Wärmetauscher gewährleistet gleichbleibende Temperaturen während der Messungen. Im Anschluss an den Wärmetauscher folgen nach den Krümmern ein Gleichrichter und die eigentliche Messstrecke. Abbildung 3-6 zeigt die Messstrecke und die Lage der Sensoren. Der Aufbau der Messstrecke richtet sich nach der DIN EN 60534 [21], [24], [25], [26], [27] zur Untersuchung von Stellventilen für die Prozessregelung. Die Länge der Auslaufstrecke ist in Abbildung 3-6 nicht dargestellt, sie beträgt 1600 mm. Zur Bestimmung des Innenschalldruckpegels ist austrittsseitig die Montage eines dynamischen Druckaufnehmers vorgesehen.





**Abbildung 3-6: Messstrecke**

Zur  $x_{Fz}$ -Bestimmung der Armaturen wurde eine Schallmesskabine (Abbildung 3-7) aufgebaut. Der Aufbau erfolgte nach Vorgaben der DIN EN 60534, IEC 534-8-2. Die Kabine wurde aus schallharten MDF Platten aufgebaut und innen mit Steinwolle ausgekleidet. Die Messkabine ist schwingungsgedämpft aufgestellt und steht an keiner Stelle direkt mit dem Prüfstand in Kontakt.



**Abbildung 3-7: Schallmesskabine**

Zur Bestimmung des Außenschallpegels kommt ein kalibriertes digitales Schallpegel-Messgerät von Voltkraft (Typ 322) zum Einsatz. Die Datenerfassung erfolgt dabei über die serielle Schnittstelle des PC.

### 3.2.1 Messtechnik

Die festinstallierte Sensorik ist in Tabelle 3-3 aufgeführt. Auch hier wird bezüglich der Messunsicherheiten auf Kapitel 3.3 verwiesen.

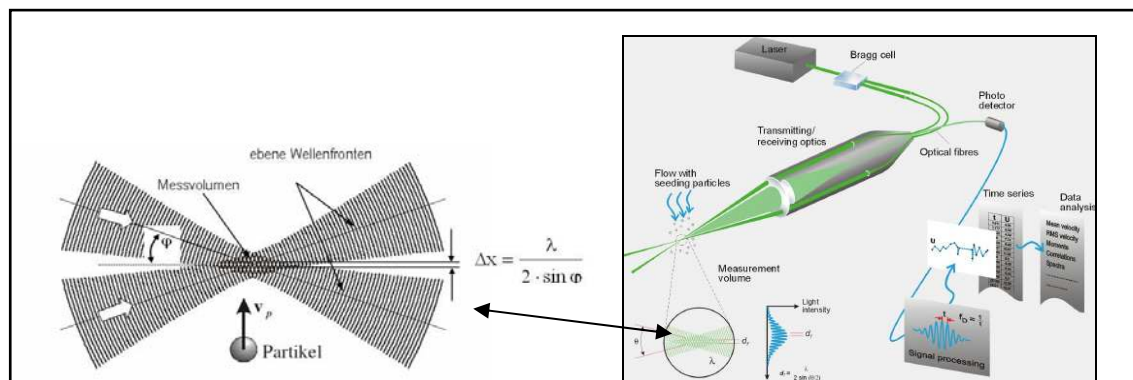
Messgröße	Sensor	Messbereich	Eingangsspannung	Ausgangssignal
T Eintritt	Pt 100, Jumo	0 – 100 C°	15 – 30 V	4 – 20 mA
p Eintritt	Keller PAA 23 (Schlagnr. 73154)	0 – 10 bar	13 – 28 V	0 – 10 V
p Austritt	Keller PAA 23 (Schlagnr. 58086)	0 – 5 bar	13 – 28 V	0 – 10 V
$\dot{V}$	MID (F&P Copa XD10D)	0 – 200 m³/h	220 V	0 – 20mA

**Tabelle 3-3: Festinstallierte Messtechnik Prüfstand Wasser**

Die Verbindung der unterschiedlichen Sensoren mit den Analogeingängen der Karte erfolgte über die Break-Out-Box. Die Erfassung und Digitalisierung der Sensorsignale erfolgt rechnergestützt mit einer USB-Messkarte des Typs  $\mu$ DAQ USB-30 von Eagle Technology in gleicher Weise wie in Kapitel 3.1.1 beschrieben.

Die Bestimmung der axialen Kegelkräfte erfolgte analog zu den Messungen am Prüfstand Luft (Kapitel 3.1.1 / Abbildung 3-4).

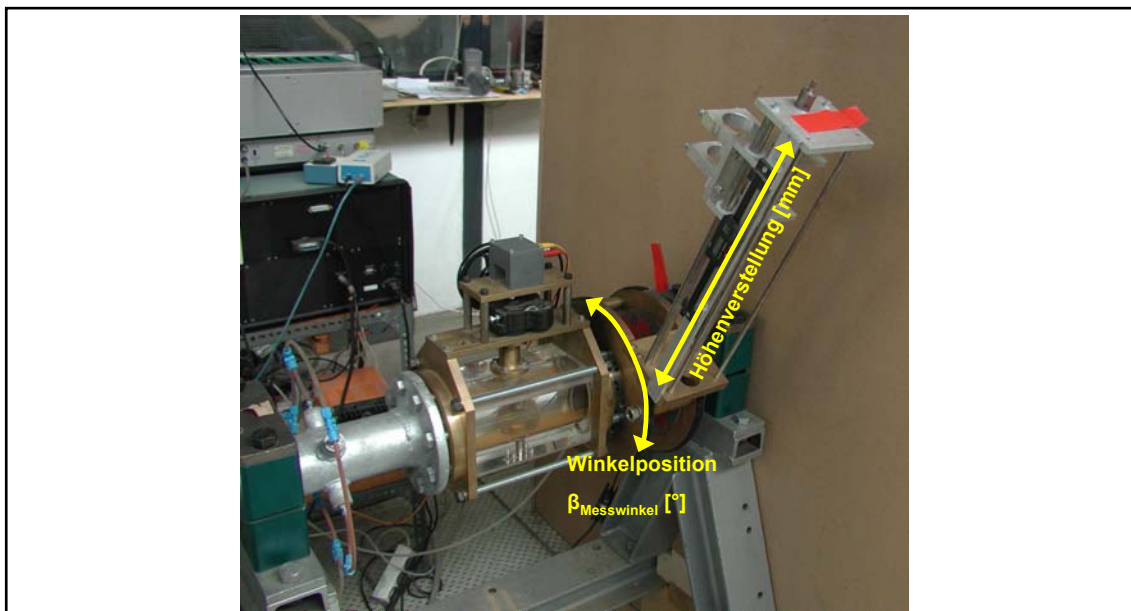
Das Geschwindigkeitsprofil am Ein- und Austritt der Armatur wurde mittels Laser-Doppler-Velocimetrie (LDV) [36] bestimmt, im Folgenden soll dieses Messverfahren vorgestellt werden. Die Laser-Doppler-Velocimetrie (LDV) ist ein berührungsloses optisches Messverfahren zur Bestimmung der Geschwindigkeit in strömenden Medien. Spaltet man einen kohärenten Laserstrahl fester Wellenlänge (monochromatisch) in zwei Strahlen und bringt diese zum Schnitt, so entsteht im Schnittvolumen ein Interferenzstreifenmuster mit einem festen Streifenabstand. Passiert nun ein so genanntes Tracer-Partikel, das sind Partikel, welche zuvor dem Strömungsmedium beigegeben wurden, das Messvolumen, so reflektiert dies, in einer vom Streifenabstand des Interferenzmusters und der Teilchengeschwindigkeit abhängigen Frequenz, das Laserlicht zurück (Abbildung 3-8).



**Abbildung 3-8: Prinzip der Laser-Doppler-Velocimetrie [36]**

Folgen die beigefügten Tracer-Partikel ideal der Strömung (Bedingung: hinreichend kleine Partikel mit idealerweise derselben Dichte wie das Strömungsmedium), kann aus dieser Frequenzinformation auf die Strömungsgeschwindigkeit am Messort geschlossen werden. Das reflektierte Laserlicht wird von einem Empfänger, dem Photomultiplier, erfasst und verstärkt. Die Signale des Photomultipliers werden in einem so genannten *Burst-Spectrum-Analyzer* (BSA) weiterverarbeitet und auf ihre Validität hin überprüft. Die Daten werden dann von einem PC ausgelesen und gespeichert. Das im Rahmen dieser Arbeit verwendete LDV-Messsystem stammt aus dem Hause Dantec und der verwendete 6 Watt Argon-Ionen-Laser aus dem Hause Coherent.

Grundvoraussetzung für eine LDV-Messung ist die optische Zugänglichkeit zum Strömungsmedium. Dazu wurde ein Rohrleitungssegment gleicher DN aus Plexiglas gefertigt, die Oberflächen poliert und zwischen einer Traversiervorrichtung montiert. Diese Vorrichtung zur Traversierung der Messsonde war bereits am Fachgebiet vorhanden und ermöglicht es, die Messsonde 360° frei um die Rohrleitung zu verdrehen und die Sonde in beliebiger radialer Position zu traversieren. Abbildung 3-9 zeigt die Traversiervorrichtung im eingebauten Zustand austrittsseitig der Absperrklappe.



**Abbildung 3-9: Traversiervorrichtung**

Zur Bestimmung des Innenschalldruckpegels kommt ein dynamischer Mikrophon-Aufnehmer vom Typ M106B aus dem Hause PCB mit einer Empfindlichkeit von 43 mV/kPa zum Einsatz. Die Versorgung des Sensors erfolgt mittels einer ICP-Sensorspeisung. Die ICP-Speisung und Signalaufbereitung erfolgt über den ICP Sensor Signal Conditioner Typ 480C02, ebenfalls aus dem Hause PCB.

### 3.3 Messunsicherheiten

Da in einem ersten Schritt die Untersuchungen am Prüfstand Luft durchgeführt wurden und im Nachfolgenden die Untersuchungen am Prüfstand Wasser, konnte in beiden Fällen mit einer zum Teil identischen Datenerfassung gearbeitet werden. Bevor mit den Messungen an den Prüfständen begonnen werden konnte, mussten die Kalibrierfunktionen für die eingesetzten Sensoren ermittelt und in das Messprogramm integriert werden. Da bei allen Sensoren eine lineare Beziehung zwischen Mess- und Ausgangsgröße besteht, sind die Kalibrierfunktionen allesamt Geraden. Die verwendete USB-Messkarte wurde vor ihrer Lieferung vom Hersteller kalibriert. Eine Überprüfung der analogen Eingänge an der Break-Out-Box mit dem Digital Multimeter ergab, dass die Messabweichung aller Kanäle im Bereich der Messunsicherheit des Multimeters lag und eine erneute Kalibrierung der Messkarte nicht nötig war. Bei der zum Ermitteln des Hubs eingesetzten Messuhr findet eine rein mechanische Umformung der Messgröße statt. Das Verdrehen der Messskala bewirkt dabei eine Nullpunktverschiebung; die Steigung ist durch das Übersetzungsverhältnis fest vorgegeben und kann nicht beeinflusst werden. Da die auf der Messuhr angegebene Genauigkeit für die vorliegende Anwendung ausreichte, wurde auf eine Kalibrierung verzichtet.

Dasselbe gilt auch für die Temperaturaufnehmer samt Messumformer und das verwendete MID. Diese sind ab Werk kalibriert, sodass sich die Berechnungsfunktion direkt aus dem Mess- und Signalbereich aufstellen lässt. Im Fall der Sensoren mit Stromausgang musste vor dem Einsetzen in die Berechnungsfunktion noch der Strom aus dem Widerstandswert und der gemessenen Spannung bestimmt werden.

Die Drucksensoren arbeiten nach dem piezoresistiven Prinzip mit einer maximalen Linearitätsabweichung von 0,1 % vom Endwert. Der Absolutdrucksensor mit der Schlagnummer 58086 wurde im Rahmen dieser Arbeit angeschafft, sodass hier auf die mitgelieferten Kalibrierungsdaten zurückgegriffen werden konnte. Mit diesem Sensor wurde auch der Wert des Umgebungsdrucks für die Kalibrierung der restlichen Sensoren ermittelt. Die Aufstellung der Geradengleichung für die anderen Absolutdrucksensoren erfolgte in zwei Schritten. Als Erstes wurde die Steigung mit einer Druckwaage bestimmt und anschließend der Achsenabschnitt mit Hilfe des gemessenen Umgebungsdrucks berechnet. Zur Ermittlung der Steigung wurden mit der Druckwaage definierte Lasten mittels hochgenauer Gewichte auf den jeweiligen Drucksensor gegeben und das zugehörige Sensorausgangssignal mit der Messkarte aufgenommen. Aus der Sensorspannung und dem aufgetragenen Druck resultiert unter Berücksichtigung des Umgebungsdruckes die Kalibriergerade. Bei der Kalibrierung der Differenzdrucksensoren wurde nach dem gleichen Prinzip wie bei den Absolutdrucksensoren vorgegangen. Wegen des kleinen Messbereichs war der Einsatz der Druckwaage allerdings nicht möglich. Stattdessen wurde mit einer Wasserstrahlpumpe ein Unterdruck an der Unterdruckseite des Sensors erzeugt. Die quantitative Bestimmung des Unterdrucks erfolgte mit einem parallelgeschalteten Absolutdrucksensor (58086). Für die Wertepaare aus dem gemessenen Differenzdruck

und dem Sensorausgangssignal wurde wiederum die Steigung der Berechnungsfunktion ermittelt.

Um ein Fehlerband berechnen zu können, werden Informationen über die Genauigkeit der zur Berechnung verwendeten Messwerte bzw. der eingesetzten Sensoren benötigt. Die Genauigkeiten der Druck- und Temperatursensoren können dabei aus den Herstellerangaben bzw. der Norm DIN IEC 751 [37] entnommen werden. Für die konstruierte Blendenmessstrecke kann mit Hilfe der Norm EN ISO 5167-1 eine Arbeitsgleichung, welche die Unsicherheit bezüglich des Massenstroms angibt, angegeben werden.

Die Genauigkeit von Platin-Temperatursensoren, zu welchen die eingesetzten Pt100 zählen, ist in der Norm DIN IEC 751 [37] festgelegt. Es wird zwischen Klasse A und B mit folgenden Genauigkeiten unterschieden:

**Klasse A:**  $t = \pm (0,15 + 0,002 \cdot t)$

**Klasse B:**  $t = \pm (0,3 + 0,005 \cdot t)$

Bei den Temperatursensoren der Prüfstände handelt es sich um Sensoren der Klasse A, während der an der Blende angebrachte Pt100 ein Sensor der Genauigkeitsklasse B ist. Abgesehen von der Grundgenauigkeit der Sensoren kann es unter anderem noch zu Messfehlern durch die Eigenerwärmung und durch den Widerstand der Anschlussleitung kommen. Die Eigenerwärmung des Pt100 resultiert aus dem Messstrom, im vorliegenden Fall ist dieser Einfluss aufgrund des guten Wärmeübergangs zwischen Sensor und Strömung vernachlässigbar. Das gleiche gilt wegen der kurzen Anschlussleitungen zwischen Sensor und Auswertelektronik für den Leitungsfehler, weshalb für die Berechnung des Gesamtfehlers die oben angegebenen Genauigkeiten verwendet werden. Die Auswertelektronik hat ein temperaturlineares Übertragungsverhalten bei einem Übertragungsfehler von maximal  $\pm 0,2\%$  des gemessenen Wertes. Wird dieser zum Fehler des Temperatursensors addiert, ergeben sich je nach Genauigkeitsklasse folgende Fehler für das System aus Temperatursensor und Messumformer:

**Klasse A:**  $t = \pm (0,1503 + 0,004 \cdot t)$

**Klasse B:**  $t = \pm (0,3006 + 0,007 \cdot t)$

Um den von den Messumformern ausgegebenen Strom mit der Messkarte erfassen zu können, muss dieser in ein Spannungssignal umgewandelt werden. Die Umwandlung erfolgt mit Hilfe eines Präzisionswiderstands, dessen Größe mit einem Multimeter auf  $\pm 0,1 \, \Omega$  genau bestimmt wurde. Daraus ergibt sich im für die Messungen relevanten Temperaturbereich von  $20^\circ\text{C} - 50^\circ\text{C}$  ein maximaler systematischer Fehler von  $\pm 0,028^\circ\text{C}$ , welcher linear addiert wird. Ein Versuch ergab, dass für die im Labor vorkommenden Temperaturschwankungen keine messbaren Änderungen des Widerstandswertes festzustellen waren, so dass die Größe des Widerstands und damit auch der systematische Fehler als konstant angesehen wurde.



Das letzte Glied in der Messkette besteht aus der USB-Messkarte, welche die analogen Spannungssignale in digitale Informationen wandelt. Die relative Genauigkeit der Analog-Digital-Wandlung von  $\pm 1$  Digit führt zu einem Fehler von  $\pm 0,006^{\circ}\text{C}$ , zusammen mit dem Offsetfehler ergibt sich für die durch die Messkarte bedingte Unsicherheit ein Wert von  $\pm 0,037^{\circ}\text{C}$ . Addiert man die einzelnen Fehler zusammen, resultiert für die Messkette, bestehend aus dem Temperatursensor, Messumformer, Präzisionswiderstand und USB-Messkarte, je nach Genauigkeitsklasse des Temperatursensors folgender Gesamtfehler für die gemessene Temperatur:

**Klasse A:**  $t = \pm (0,2153 + 0,004 \cdot t)$

**Klasse B:**  $t = \pm (0,3656 + 0,007 \cdot t)$

In die Drucksensoren der Firma Keller sind die Messumformer bereits integriert. Dementsprechend beziehen sich die Genauigkeitsangaben des Herstellers auf das Gesamtsystem. Die in den Versuchen eingesetzten Sensoren entsprechen mit einem maximalen Linearitätsfehler von 0,1 % des Endwertes der höchsten erhältlichen Genauigkeitsklasse und sind im Bereich von  $-10^{\circ}\text{C}$  bis  $80^{\circ}\text{C}$  temperaturkompensiert. Dem Absolutdrucksensor mit der Schlagnummer 58086 lagen die Kalibrierdaten bei. Der Linearitätsfehler des Sensors liegt für alle aufgeführten Messwerte unter 0,03 % des Endwertes und unterschreitet die 0,1 % Marke damit deutlich. Bezogen auf den Messbereich bedeutet dies eine maximale Druckabweichung von weniger als 1,5 mbar. Die Unsicherheit der USB-Messkarte erhöht diesen Wert noch um 0,8 mbar, so dass sich für den Absolutdrucksensor mit der Schlagnummer 58086 ein Gesamtfehler von  $\pm 2,3$  mbar ergibt. Aus der Analyse der Kalibrierungsdaten der beiden anderen Absolutdrucksensoren resultierten folgende Linearitätsabweichungen:

**Sensor 22588** ( $p_1$  Austritt)  $< \pm 0,05$  % bzw.  $< \pm 2$  mbar

**Sensor 74274** (p Blende)  $< \pm 0,15$  % bzw.  $< \pm 7,5$  mbar

**Sensor 73154** (p Eintritt)  $< \pm 0,08$  % bzw.  $< \pm 8$  mbar

Wie man sehen kann, liegt der Linearitätsfehler des Sensors mit der Schlagnummer 72474 altersbedingt über der 0,1 % Grenze, was aber immer noch eine ausreichend genaue Messung des Absolutdrucks vor der Blende ermöglicht. Da die Kalibrierung mit der Druckwaage immer relativ gegen den Umgebungsdruck stattfindet, muss die beim Bestimmen des Umgebungsdrucks vorhandene Unsicherheit zum Linearitätsfehler addiert werden. Der Umgebungsdruck wurde mit dem von der Firma Keller kalibrierten Absolutdrucksensor gemessen, so dass der Druck im schlimmsten Fall um zusätzliche 2,3 mbar falsch liegt. Die Messunsicherheit der USB-Messkarte ist bereits in den Messwerten aus der Kalibrierung und damit auch den ermittelten Linearitätsabweichungen enthalten, weshalb sich für die Druckmessung je nach Absolutdrucksensor folgende Messunsicherheit ergibt:

**Sensor 22588** ( $p_1$  Austritt)  $< \pm (2 \text{ mbar} + 2,3 \text{ mbar}) = 4,3 \text{ mbar}$

**Sensor 74274** (p Blende)  $< \pm (7,5 \text{ mbar} + 2,3 \text{ mbar}) = 9,8 \text{ mbar}$

**Sensor 73154** (p Blende)  $< \pm (8 \text{ mbar} + 2,3 \text{ mbar}) = 10,3 \text{ mbar}$

Das Vorgehen bei der Kalibrierung der Differenzdrucksensoren mit einer Vakuumpumpe wurde bereits erläutert. Jedes aufgenommene Wertepaar ist dabei druckseitig mit dem Fehler des Absolutdrucksensors und spannungsseitig mit dem Fehler des Differenzdrucksensors behaftet. Da der Differenzdrucksensor vor den Messungen auf 0 abgeglichen wird, führt der Fehler des Absolutdrucksensors bezogen auf den Messbereich lediglich zu einer Steigungsänderung der Berechnungsfunktion von maximal +/- 2,3 mbar. Durch dieses Vorgehen wird auch der Offsetfehler der Messkarte eliminiert, weswegen man nach der Addition des verbleibenden Analog-Digital-Wandlungsfehlers folgende Unsicherheiten für die Differenzdrucksensoren erhält:

**Sensor 82882** (500mbar) < +/- (0,126 mbar + 0,0046·Δp)

**Sensor 83714** (200mbar) < +/- (0,327 mbar + 0,0115 ·Δp)

Die Messunsicherheit des mittels der Messblende bestimmten Massenstroms ergibt sich aus den einzelnen Unsicherheiten des Durchflusskoeffizienten C, der Expansionszahl ε, des Durchmesserhältnisses β, des inneren Rohrdurchmessers D, des Durchmessers der Blendenöffnung d, der Druckdifferenz Δp und der Dichte ρ nach EN ISO 5167-1 [28] zu:

$$\frac{\delta q_m}{q_m} = \sqrt{\left(\frac{\delta C}{C}\right)^2 + \left(\frac{\delta \varepsilon}{\varepsilon}\right)^2 + \left(\frac{2\beta^4}{1-\beta^4}\right)^2 \left(\frac{\delta D}{D}\right)^2 + \left(\frac{2}{1-\beta^4}\right)^2 \left(\frac{\delta d}{d}\right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\delta \Delta p}{\Delta p}\right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\delta \rho_1}{\rho_1}\right)^2} \quad (3-1)$$

Die relative Unsicherheit des Durchflusskoeffizienten und der Expansionszahl kann dem zweiten Teil der Norm entnommen werden. Für die verwendete Blende mit einem Durchmesser Verhältnis von 0,55 ergibt sich eine Unsicherheit von 0,5 % für den Durchflusskoeffizienten. Die Unsicherheit der Expansionszahl berechnet sich nach folgender Gleichung

$$\frac{\delta \varepsilon}{\varepsilon} = 3,5 \frac{\Delta p}{\kappa p_1} \% \quad (3-2)$$

wobei angenommen wird, dass β, Δp/p<sub>1</sub> und der Isentropenexponent κ frei von Fehlern sind. Um die Berechnung des Gesamtfehlers zu vereinfachen und die Anzahl der Einflussgrößen auf diesen zu reduzieren, wird mit der obigen Gleichung der Maximalwert von δε/ε ermittelt und für die weitere Rechnung genutzt. Bei der Annahme eines konstanten κ mit dem Wert 1,44 erhält man den Maximalwert bei maximalem Differenzdruck Δp und minimalem Absolutdruck p<sub>1</sub>. Die aus den durchgeführten Messreihen ermittelten Werte von 190 mbar für den maximalen Differenzdruck und 2 bar für den minimalen Absolutdruck führen zu folgender Unsicherheit in der Expansionszahl:

$$\frac{\delta \varepsilon}{\varepsilon} = 3,5 \frac{0,19 \text{ bar}}{1,44 \cdot 2,0 \text{ bar}} \% = 0,23 \%$$

Für  $\delta D/D$  und  $\delta d/d$  sind nach Norm die dort angegebenen Höchstwerte von 0,3 %, bzw. 0,05 % einzusetzen. Die Werte  $\delta \Delta p/\Delta p$  und  $\delta p_1/p_1$  werden aus den Unsicherheiten der verwendeten Messwerte bestimmt. In den Versuchen mit dem Stellventil kam zum Messen des Massenstroms ausschließlich der 200 mbar Differenzdruckaufnehmer zum Einsatz. Der Wert von  $\delta \Delta p/\Delta p$  entspricht damit der Messunsicherheit des 200 mbar Differenzdrucksensors. In die Berechnung der Dichte gehen die Messwerte des an der Blendenmessstrecke eingesetzten Temperatur- und Absolutdrucksensors ein. Zur Vereinfachung wird wiederum eine obere Schranke für die Unsicherheit der Dichte gesucht. Die Unsicherheit der Druckmessung ist über den Messbereich konstant, während die der Temperaturmessung mit steigender Temperatur zunimmt. Die maximale Abweichung ergibt sich daher bei der höchsten Temperatur und dem niedrigsten Druck vor der Blende. Die Extremwerte wurden den Messreihen entnommen. Mit der ermittelten Maximaltemperatur  $T$  von  $48^\circ\text{C}$ , dem Minimaldruck  $p$  von 2 bar und der allgemeinen Gaskonstanten berechnet sich die Dichte zu

$$\rho = \frac{p}{T \cdot R} = \frac{2\text{bar}}{321,15\text{K} \cdot 287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}} = 2,1699 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (3-3)$$

und bei maximalem Messfehler im ungünstigsten Fall zu

$$\rho = \frac{(2\text{bar} - 0,0098\text{bar})}{(321,15\text{K} + (0,36560 + 0,007 \cdot 48)\text{K}) \cdot 287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}} = 2,1546 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Die resultierende Abweichung  $\delta \rho$ , bezogen auf die Dichte  $\rho$ , ergibt folgende prozentuale Unsicherheit:

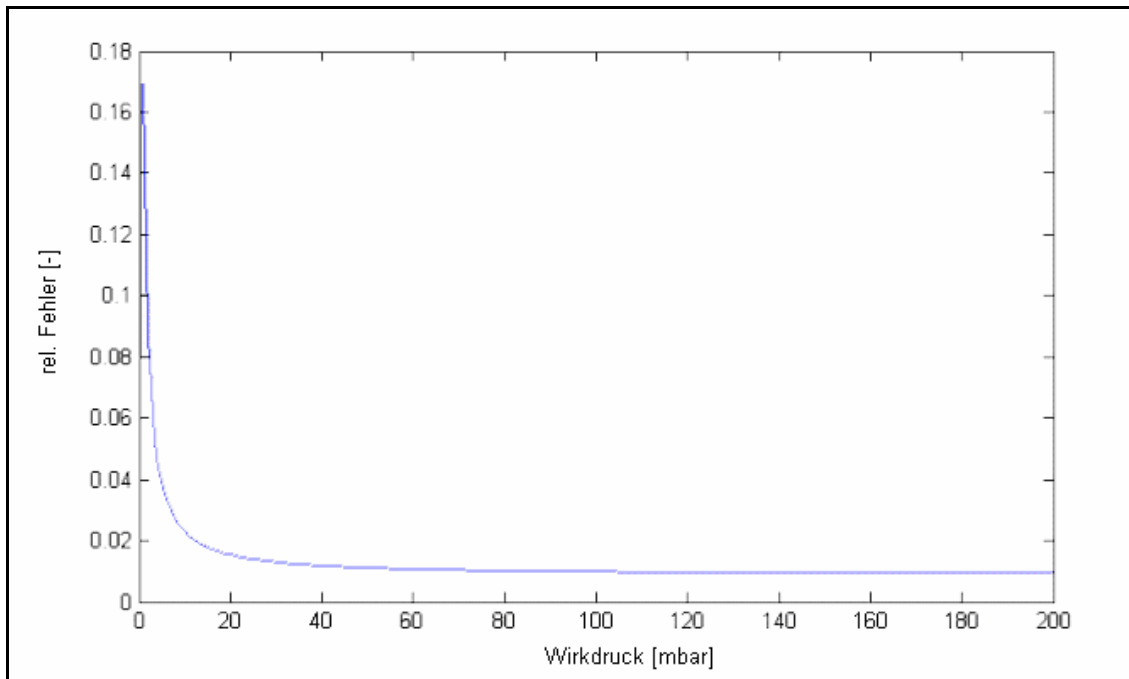
$$\frac{\delta \rho}{\rho_1} = \frac{(2,1699 - 2,1546) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2,1699 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,7\%$$

Mit den gewonnenen Werten, eingesetzt in die Arbeitsgleichung (3-1), berechnet sich die Unsicherheit des Massenstroms in Abhängigkeit von  $\Delta p$  zu

$$\frac{\delta q_m}{q_m} = \sqrt{0,00004412 + \frac{1}{4} \left( \frac{0,327 + 0,0115 \Delta p}{\Delta p} \right)^2}$$

deren Verlauf über den Differenzdruck in Abbildung 3-10 dargestellt ist.





**Abbildung 3-10: Unsicherheit des Massenstroms über dem Wirkdruck**

Wie am Verlauf der Funktion erkennbar ist, steigt der relative Fehler bei der Massenstrommessung für kleine Differenzdrücke, bedingt durch den konstanten Anteil in der Unsicherheit des Differenzdrucksensors, stark an. Außerdem ist in diesem Bereich der Differenzdruck über die Blende bereits sehr instabil, so dass sinnvolle Messungen nicht mehr möglich sind. Die Ungenauigkeit der Sensoren und der instabile Wirkdruck beschränken damit den Messbereich der Blende im Bereich kleiner Massenströme, während sich bei großen Massenströmen der Maximalwert des Differenzdrucksensors als limitierender Faktor darstellt.

Im Falle des Prüfstandes Wassers resultiert der Fehler für die Volumenstrombestimmung aus der vom Hersteller angegebenen Genauigkeitsklasse des MID. Der Messfehler wird dabei mit 0,2 % vom eingestellten Endwert angegeben, was einem maximalen Fehler von  $\pm 0,4 \text{ m}^3/\text{h}$  entspricht. Mit dem Messfehler der Messkarte ergibt sich eine maximale Abweichung von  $\pm 0,42 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Der Messfehler des verwendeten Kraftsensors ist definiert als Summe der Fehler der Nichtlinearität, Hysterese und Reproduzierbarkeit und liegt bei max. 0,2 % des Endwertes, im Falle des  $\pm 2000 \text{ N}$  Aufnehmers also bei  $\pm 4 \text{ N}$ . Da diese Sensoren sehr empfindlich auf Querkräfte reagieren und durch die Reibung zwischen Spindel und Dichtelement ein zusätzlicher Fehler entsteht, muss eine maximale absolute Abweichung von  $\pm 20 \text{ N}$  angenommen werden, welche sich aus einer systematisch durchgeführten Versuchsreihe ergab.

Den größten Fehlereinfluss bei Messungen mit einer Hitzdrahtsonde birgt eine Verschmutzung des Drahtes. Dieser Fehler ist nur schwer quantifizierbar und hängt von den Bedingungen in der Messstrecke und den Lagerungsbedingungen ab. Der Fehler durch Verschmutzung des Hitzdrahtes resultiert in einer Abnahme der gemessenen Geschwindigkeit und kann ggf. durch Kalibrationsmessungen vor und

nach der eigentlichen Messung bestimmt werden. Da ein nicht abschätzbarer Fehler bleibt, kann nur ein überschlägiger Fehler angegeben werden, welcher aus den regelmäßigen Kalibrationsmessungen resultiert. Dieser liegt bei etwa 7 % des Messwertes.

Betrachtet man die Sichtstrecke, an der die LDV-Messungen durchgeführt wurden, so kann es durch Variation der Wandstärke sowie Inhomogenitäten und Abweichungen in der Rundheit des Plexiglasrohres zu Abweichungen des Strahlengangs kommen, was sich in einer Abweichung der tatsächlichen Messposition von  $\pm 0,4$  mm widerspiegelt. Weitere Einflussgrößen auf die tatsächliche Messposition entstehen in Form von Ausrichtungsfehlern bei der Bestimmung des Nullpunktes, durch Ungenauigkeiten des Messschiebers, durch nicht senkrecht auf das Messfenster auftreffende Strahlen und durch eine Abweichung der Strahlen in Bezug zu der zu messenden Strömungsgeschwindigkeit, welche sich zu 0,3 mm addieren. Des Weiteren können Berechnungsfehler der Messposition von bis zu  $\pm 0,2$  mm auftreten, wenn sich der Berechnungsindex von Plexiglas und Wasser durch Temperaturschwankungen ändert. Im schlimmsten Fall resultiert daraus ein Fehler von  $\pm 0,9$  mm in der Messposition.

## 4 Numerik

In diesem Kapitel werden die für die Berechnung notwendigen strömungsmechanischen Grundgleichungen und die für die numerische Berechnung angewendeten Verfahren beschrieben. Die Diskretisierung der Erhaltungsgleichungen basiert dabei ausschließlich auf der Finite-Volumen-Diskretisierung. Auf die Behandlung der Turbulenz, der Diskretisierung und möglicher numerischer Fehler wird gesondert eingegangen. Aufbauend auf diesen Grundlagen der Finite-Volumen-Methode wird das Vorgehen mittels der beiden in dieser Arbeit verwendeten Codes Fluent und FloWorks detailliert beschrieben.

### 4.1 Grundgleichungen der Strömungsmechanik

Die Grundlagen für eine numerische Strömungssimulation liegen in der Beschreibung des Strömungsfeldes mittels der fundamentalen Erhaltungsgleichungen der Kontinuumsmechanik für Masse, Impuls und Energie. Bei den Erhaltungsgleichungen handelt es sich um Gleichungen, die bestimmte physikalische Größen bezüglich eines Kontrollvolumens bilanzieren. Die bilanzierten Größen haben die Eigenschaft, weder erzeugt noch vernichtet werden zu können, weshalb sie als Erhaltungsgrößen bezeichnet werden [38]. Die Erhaltungsgleichungen werden im Folgenden für die Beschreibung einer kompressiblen reibungsbehafteten Strömung in Indexschreibweise angegeben.

Die Bilanzgleichung für die Erhaltungsgröße „Masse“ wird über die Kontinuitätsgleichung beschrieben. Diese besagt, dass die zeitliche Veränderung der Masse im Volumenelement gleich der Summe der einströmenden Massenströme in das Volumenelement abzüglich der Summe der ausströmenden Massenströme aus dem Volumenelement ist. Die Kontinuitätsgleichung ergibt sich so zu

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (4-1)$$

Die Impulsgleichung beschreibt die zeitliche Veränderung des Impulses, welcher mit den auf den Körper wirkenden Oberflächen- und Volumenkräften im Gleichgewicht steht. Für die numerische Berechnung von großer Bedeutung sind dabei die Oberflächenkräfte (Normalkräfte, Scherkräfte), die vor allem vom Druck des Fluides verursacht werden. Volumenkräfte wie z.B. die Gravitationskraft werden in den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Berechnungen vernachlässigt.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho k_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{ij} \quad (4-2)$$

Die Energiegleichung stellt eine Bilanz der Energie dar und besagt, dass sich die zeitliche Änderung der inneren und der kinetischen Energie eines Systems aus der

Summe der Leistungen der Volumen- und Oberflächenkräfte und der hinzu- oder abgeführten Wärmemenge infolge einer Temperaturdifferenz ergibt.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_0) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j h_0) = \frac{\partial p}{\partial t} + \rho k_i u_i + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tau_{ij} - \frac{\partial}{\partial x_i} q_i \quad (4-3)$$

Die Energiegleichung muss im Falle eines als inkompressibel angenommenen Fluides und einer als isotherm angenommenen Strömung nicht berechnet werden. Bei den Berechnungen mit dem Fluid Wasser konnten diese Annahmen getroffen werden, bei den Berechnungen mit dem Fluid Luft nicht.

Der in den Erhaltungsgleichungen auftretende Tensor  $\tau$  wird im Allgemeinen als Spannungstensor bezeichnet. Für Fluide mit Newtonschem Materialverhalten lautet der Spannungstensor, für den allgemeinen kompressiblen Fall, mit  $\mu$  für die dynamische Viskosität des Fluides:

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (4-4)$$

Betrachtet man den inkompressiblen Fall, so verschwindet der Divergenzterm im Materialgesetz sowie die zeitliche Änderung der Dichte in der Kontinuitätsgleichung. Die Kontinuitätsgleichung lautet dann:

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (4-5)$$

Die Impulsgleichung ergibt sich, mit eingesetztem Materialgesetz, im inkompressiblen Fall zu

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho k_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (4-6)$$

Die Grundgleichungen der Strömungsmechanik stellen ein gekoppeltes Gleichungssystem aus nichtlinearen partiellen Differentialgleichungen dar, mit denen grundsätzlich der Verlauf jeder beliebigen Strömung vollständig beschrieben werden kann. Da eine analytische Lösung meist nicht möglich ist, müssen zur Lösung der Erhaltungsgleichungen numerische Methoden angewandt werden, welche iterativ zur Lösung führen.

## 4.2 Turbulenzmodellierung

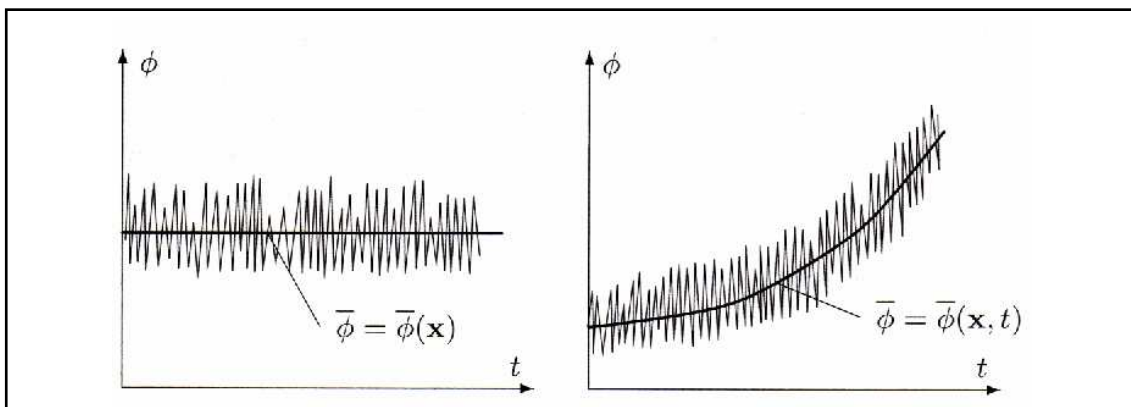
Betrachtet man die Bewegung von Flüssigkeiten, so kann man diese in zwei grundlegende Strömungsarten unterteilen. Die Strömung kann laminar oder turbulent sein. Im Falle einer laminaren Strömung bewegen sich die Flüssigkeitsteilchen auf einzelnen Bahnlinien, die sich nicht kreuzen. Bringt man z.B. punktuell einen Farbstoff in eine laminare Strömung ein, erfolgt keine Mischung quer zur Bahnlinie, in die der Farbstoff eingebracht wurde. Bei einer turbulenten Strömung bewegen sich die Flüssigkeitsteilchen scheinbar ungeordnet, auch quer zur eigentlichen Hauptströmungsrichtung, was im Beispiel des eingebrachten Farbstoffes zu einer vollständigen Vermischung führen würde.

Strömungsvorgänge in technischen Anlagen sind in den meisten Fällen turbulent. Im Bereich der Armaturen ist dies durch die enorme Geschwindigkeitsüberhöhung im engsten Querschnitt im besonderen Maße der Fall. Betrachtet man turbulente Strömungen, so ergibt sich immer ein dreidimensionales Problem. Eine turbulente Strömung bringt immer eine zeitliche und räumliche Änderung der Geschwindigkeit in alle drei Raumrichtungen mit sich. Diese Änderung resultiert allerdings nicht aus molekularen Schwingungsbewegungen, sondern wird von einem „festen“ Verbund von Molekülen, den Turbulenzballen (*eddies*), ausgeführt. Die zeitabhängigen Schwingungsgrößen haben einen stochastischen Charakter, sodass es nicht gelingen würde, bei zwei hintereinander durchgeführten Experimenten die gleiche Geschwindigkeitsverteilung zu erhalten. Im Mittel wären diese Ergebnisse allerdings identisch. Die Abmessungen der Wirbelstrukturen sind beschränkt. Die größten Strukturen resultieren dabei aus den geometrischen Abmessungen des Strömungsgebietes und sind stark diffusiv. Die kleinsten Strukturen werden durch die Viskosität bestimmt. Die Viskosität verhindert hierbei, dass beliebig kleine Strukturen entstehen können. Die Länge, mit der diese kleinsten Strukturen beschrieben werden, heißt Kolmogorov-Länge und ist stark von der Reynolds-Zahl abhängig. Der Energietransfer erfolgt ausgehend von den größten Wirbelstrukturen hin zu den kleinsten, wo die eingebrachte Energie dann in Wärme dissipiert wird. Dieser Vorgang wird auch als Energiekaskade bezeichnet.

Die Erhaltungsgleichungen, die in Kapitel 4.1 beschrieben wurden, können prinzipiell die turbulenten Schwankungen vollständig abbilden. Eine numerische Berechnung ist dementsprechend theoretisch möglich. Um eine turbulente Strömung jedoch in all ihren Strukturen numerisch berechnen zu können, ist eine sehr feine Diskretisierung von Raum und Zeit notwendig. Die zeitliche Schrittweite muss kleiner als die Dauer der kürzesten turbulenten Schwankung sein. Ebenso müsste die kleinste Gitterzelle um die Hälfte kleiner sein als der kleinste Wirbel. Die Rechenleistung, die für eine solche Direkte Numerische Simulation (*DNS*) notwendig ist, ist immens. Da der numerische Aufwand einer solchen direkten Simulation stark von der Reynoldszahl abhängt und mit dieser exponentiell ansteigt, ist die Direkte Numerische Simulation der Strömung durch eine Industriearmatur heutzutage und auch in naher Zukunft nicht durchführbar. Um dennoch den Einfluss der Turbulenz auf die Strömung berücksichtigen zu können, gibt es unterschiedliche Vorgehensweisen, die in den folgenden Unterkapiteln beschrieben werden.

#### 4.2.1 RANS-Modelle

Betrachtet man technische Strömungen, so interessieren in den meisten Fällen nicht die exakten Drücke und Geschwindigkeiten zu jedem Zeitpunkt, sondern nur deren Mittelwerte. Es ist also nicht die Turbulenz in all ihren Strukturen von Interesse, sondern nur deren Wirkung im zeitlichen Mittel auf die mittleren Strömungsgrößen Geschwindigkeit und Druck. Die Auswirkungen der Turbulenz werden also lediglich statistisch berücksichtigt. Der Ausgangspunkt einer solchen statistischen Turbulenzmodellierung beruht auf einem Ansatz von Reynolds, eine Strömungsgröße  $\phi$  in einen gemittelten Anteil und einen Schwankungsanteil aufzuteilen. Der resultierende Mittelwert kann dabei entweder statistisch stationär oder statistisch instationär sein (siehe Abbildung 4-1).



**Abbildung 4-1: statistisch stationäre (links) und statistisch instationäre (rechts) Strömung [39]**

Für einen statistisch instationären Fall erhält man:

$$\phi(x, t) = \bar{\phi}(x, t) + \phi'(x, t) \quad (4-7)$$

Für den Fall einer statistisch stationären Strömung verschwindet die Zeitabhängigkeit des Mittelwertes. Der Mittelwert  $\bar{\phi}(x)$  resultiert dann aus einer Zeitmittelung. Für statistisch instationäre Strömungen ist eine solche Mittelung nur bedingt geeignet. Da für diesen Fall der Mittelwert  $\bar{\phi}(x, t)$  ebenfalls zeitabhängig ist, muss dieser durch eine so genannte Ensemble-Mittelung definiert werden:

$$\bar{\phi}(x_i, t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \left( \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \phi^{(n)}(x_i, t) \right) \quad (4-8)$$

Im Falle der Ensemble-Mittelung wird eine Strömungsgröße  $\phi$  N mal an einem festen Ort  $x$  ermittelt und anschließend durch N geteilt. Setzt man die Gleichung (4-7) für alle Variablen in die Erhaltungsgleichungen ein und mittelt diese nach (4-8), so erhält man die Reynolds-Average-Navier-Stokes (RANS) Gleichungen [39]. Für den inkompressiblen Fall ergeben sich diese zu

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (4-9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho \bar{u}_i \bar{u}_j + \overline{\rho u_i' u_j'} - \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \rho k_i \quad (4-10)$$

Durch die Reynolds-Mittelung entsteht ein Term  $\overline{\rho u_i' u_j'}$ , der die von der Turbulenz verursachte scheinbare Spannung darstellt. Durch diesen Term, der als Reynoldsspannungstensor bezeichnet wird, lässt sich das Gleichungssystem nicht mehr schließen. Man bezeichnet dies auch als Schließungsproblem der Turbulenz. Um das Gleichungssystem lösen zu können, sind Modelle notwendig, die die Korrelation der Reynoldsspannungen beschreiben, die Turbulenzmodelle. Da alle statistischen Turbulenzmodelle auf dem Ansatz der Reynolds-Mittelung beruhen, werden diese auch als RANS-Modelle (Reynolds-Average-Navier-Stokes-Modelle) bezeichnet.

Zur Schließung des Gleichungssystems gibt es eine Vielzahl unterschiedlicher Turbulenzmodelle. Grundsätzlich kann in Wirbelviskositätsmodelle und Reynoldsspannungsmodelle unterschieden werden. Im Falle der Wirbelviskositätsmodelle erfolgt weiter, resultierend aus der Anzahl zusätzlicher Differentialgleichungen, die zur Beschreibung der Turbulenzgrößen verwendet werden, eine Differenzierung. Werden keine zusätzlichen Differentialgleichungen aufgestellt, sondern die Reynoldsspannungen mittels algebraischer Ausdrücke modelliert, so spricht man auch von Nullgleichungsmodellen. Im Falle von Ein- bzw. Zweigleichungsmodellen werden eine bzw. zwei zusätzliche Differentialgleichungen, die die Turbulenzgrößen (z.B. turbulente kinetische Energie, Dissipationsrate) in geeigneter Weise beschreiben, aufgestellt. Ein großer Nachteil der Wirbelviskositätsmodelle ist die Annahme von turbulenter Isotropie. Dies schränkt die Qualität der Modellierung deutlich ein. Formuliert man für jede Reynoldsspannung eine eigene Transportgleichung, so kann die Anisotropie der turbulenten Strukturen berücksichtigt werden. Diese Reynoldsspannungsmodelle (RSM) sind die vollkommensten statistischen Turbulenzmodelle. Im dreidimensionalen Fall erhält man sieben zusätzliche Differentialgleichungen, sechs für die Reynoldsspannungen und eine für die Dissipationsrate. Der Nachteil der Reynoldsspannungsmodelle liegt in ihrem höheren numerischen Aufwand und ihrer geringeren Stabilität.

Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten statistischen Turbulenzmodelle sind alles Wirbelviskositätsmodelle, welche auf dem Ansatz von Boussinesq beruhen. Dieser unterstellt, dass der Reynoldsspannungstensor eine ähnliche Wirkung auf die Strömung ausübt wie der molekulare Spannungstensor. Die als Boussinesq-Approximation bezeichnete Beziehung für die Reynoldsspannungen lautet:

$$\overline{\rho u_i' u_j'} = -\mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4-11)$$

In diesem Ansatz wird  $\mu_t$  als turbulente Viskosität oder Wirbelviskosität bezeichnet. Die Wirbelviskosität beschreibt dabei die Erhöhung der Viskosität durch die turbulenten Schwankungsbewegungen. Sie ist aber kein Stoffwert wie die Viskosität selber, sondern eine Strömungsgröße. Wirbelviskositätsmodelle beschränken sich auf die Modellierung der Wirbelviskosität und beinhalten Gleichungen, mit denen die Wirbelviskosität in Abhängigkeit von den mittleren Strömungsgrößen berechnet werden kann.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden folgende Wirbelviskositätsmodelle verwendet, die nachfolgend genauer beschrieben werden:

- Standard k- $\epsilon$  (Zweigleichungsmodell)
- Realizable k- $\epsilon$  (Zweigleichungsmodell)
- k- $\omega$  SST (Zweigleichungsmodell)

#### Standard k- $\epsilon$

Das Standard k- $\epsilon$  Modell gehört zu den Zweigleichungsmodellen. Es verwendet zwei Differentialgleichungen, eine für die turbulente kinetische Energie der Schwankungsbewegungen k und eine für die turbulente Dissipationsrate  $\epsilon$ . Mit  $C_\mu$ , einer empirisch ermittelten Konstanten, ergibt sich die Wirbelviskosität zu

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4-12)$$

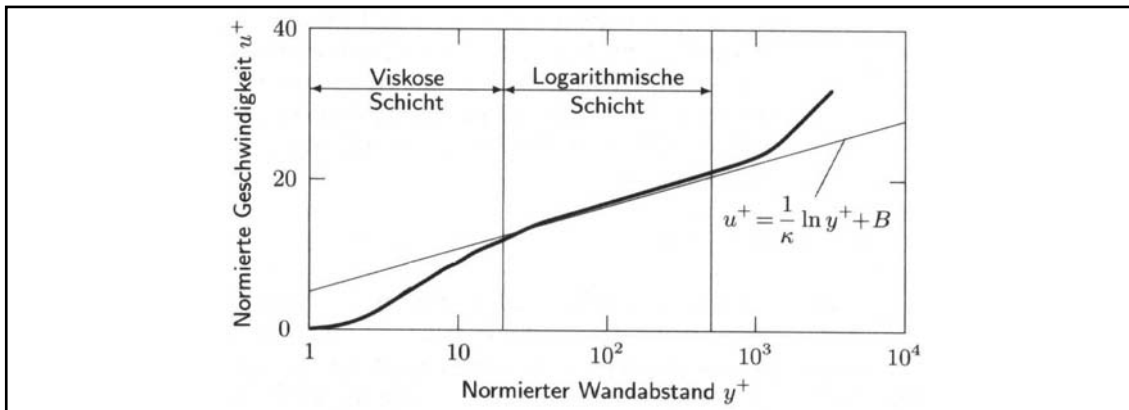
Diese Beziehung basiert auf der Annahme, dass sich die Turbulenzproduktion und die Turbulenzdissipation ungefähr im Gleichgewicht befinden. Durch diese und weitere Modellannahmen können für k und  $\epsilon$  weitere Transportgleichungen aufgestellt werden, auf die an dieser Stelle aber nicht weiter eingegangen wird.

Die für das Standard k- $\epsilon$  Modell gemachten Annahmen haben Gültigkeit für hochturbulente Strömungen mit isotroper Turbulenz. Für die Berechnung von Ablösung oder drallbehafteten Strömungen ist das Standard k- $\epsilon$  nicht geeignet.

Eine gesonderte Beachtung bei der Verwendung des Standard k- $\epsilon$  Modells erfordert die Behandlung der Strömungen im wandnahen Bereich. Das Problem liegt in einer sehr dünnen laminaren Schicht im Wandbereich, in der die Annahmen der Turbulenzmodelle nicht mehr gelten. Mit wachsender Reynoldszahl wird diese Schicht immer dünner. Eine Modifikation der Turbulenzmodelle für die Berechnung wandnaher Strömungen ist daher unumgänglich. Die Modifikation erfolgt über sogenannte Wandfunktionen (*wall functions*), welche die laminare Schicht im Wandbereich gewissermaßen überbrücken. Die Idee liegt darin, dass in einer voll ausgebildeten



turbulenten Strömung ein logarithmisches Wandgesetz gilt. Die Geschwindigkeiten wachsen außerhalb der laminaren Schicht logarithmisch an. In Abbildung 4-2 ist dieses logarithmische Wandgesetz dargestellt.



**Abbildung 4-2: Geschwindigkeitsverteilung einer turbulenten Strömung in Wandnähe [39]**

Der normierte Wandabstand  $y^+$  entspricht einer auf dem Wandabstand basierenden turbulenten Reynoldszahl. Man sieht, dass sich die Grenzschicht in zwei Schichten aufteilt, eine viskose und eine logarithmische Schicht. Arbeitet man mit den in Fluent voreingestellten *standard wall functions*, so findet bei der Berechnung keine Trennung dieser beiden Schichten statt. Der  $y^+$  Wert einer wandnahen Gitterzelle sollte in diesem Fall innerhalb der ungeteilten Grenzschicht, also in einem Bereich zwischen 30 und 300 [40], liegen. Bei Verwendung so genannter Low-Re-Modelle wird die Grenzschicht zur Berechnung in die oben beschriebenen zwei Bereiche aufgeteilt. Der  $y^+$  Wert der wandnahen Gitterzelle sollte in diesem Fall idealer Weise 1 betragen, auf jeden Fall aber im Bereich der viskosen Schicht, also in einem Bereich zwischen 1 und 10 liegen [40]. Die Wandbehandlung in FloWorks erfolgt automatisiert. Als Nutzer hat man keine Möglichkeit, die Art der Wandbehandlung vorzugeben.

### Realizable k- $\epsilon$

Das Realizable k- $\epsilon$  Modell ist eine Erweiterung des Standard k- $\epsilon$  Modell. Es erweitert dieses Modell dahingehend, dass das Turbulenzmodell immer physikalisch sinnvolle Ergebnisse liefert. Das heißt, dass sowohl die kinetische turbulente Energie  $k$  wie auch die Dissipationsrate  $\epsilon$  nicht negativ werden dürfen. Eine weitere Bedingung ist, dass die turbulenten Normalspannungen nicht negativ werden dürfen. Bei großen Beschleunigungsraten ergeben sich im Falle des Standard k- $\epsilon$  Modells solche negativen turbulenten Normalspannungen, die zu einer zu hohen Produktion der turbulenten kinetischen Energie führen. Durch eine Modifikation von  $C_\mu$  wird dies im Realizable k- $\epsilon$  verhindert. Dazu wird dieser Wert nicht als konstant, sondern abhängig von den Invarianten  $\bar{S}$  und  $\bar{\Omega}$  des Deformations- und des Rotationsgeschwindigkeits-tensors angegeben. Eine weitere Modifikation des Modells steckt in der Beschreibung der Dissipationsrate  $\epsilon$ , welche zu einer verbesserten Berechnung der Aufweitungsrate eines Freistrahls führt.

Auch das Realizable k- $\epsilon$  Modell besitzt im Wandbereich wie das Standard k- $\epsilon$  Modell keine Gültigkeit. Die Behandlung der wandnahen Strömung erfolgt analog der des Standard k- $\epsilon$  Modells.

### **k- $\omega$ Shear Stress Transport (k- $\omega$ SST)**

Auch das k- $\omega$  Modell verwendet zwei Differentialgleichungen, eine für die turbulente kinetische Energie der Schwankungsbewegungen k und eine für die spezifische turbulente Dissipationsrate  $\omega = \epsilon/k$ . k- $\omega$  Turbulenzmodelle beinhalten Modifikationen, sodass diese auch für kleinere Reynoldszahlen Gültigkeit besitzen. Daher sind diese gut für die Berechnung der wandnahen Strömung geeignet. Die Berechnung der Kernströmung leidet allerdings unter der starken Abhängigkeit von den Randbedingungen. Zur Erinnerung: Die k- $\epsilon$  Modelle eignen sich hervorragend für die Kernströmung, haben aber keine Gültigkeit im Wandbereich. Das k- $\omega$  SST Modell kombiniert nun die Vorteile der k- $\epsilon$  Modelle mit den Vorteilen des Standard k- $\omega$  Modells. Im wandnahen Bereich erfolgt die Turbulenzmodellierung mittels eines k- $\omega$  Modells. Die Kernströmung hingegen wird mittels eines k- $\epsilon$  Modells abgebildet. Die Transportgleichung von k und  $\omega$  werden mit einer *blending* Funktion multipliziert, die im wandnahen Bereich zu eins wird und das k- $\omega$  aktiviert. In der Kernströmung wird diese Funktion null und somit das k- $\omega$  Modell deaktiviert. An dieser Stelle findet dann das k- $\epsilon$  Modell Anwendung. Eine weitere Modifikation des k- $\omega$  SST Modells im Vergleich zum Standard k- $\omega$  Modell liegt in einer modifizierten Berechnung der Wirbelviskosität, die sicherstellt, dass diese in Bereichen mit großer Schubspannung nicht schneller anwächst als die turbulente kinetische Energie.

Zusammenfassend kann bezüglich statistischer Turbulenzmodelle grundsätzlich gesagt werden:

statistische Turbulenzmodelle...

- ...sind Gleichungen zur Beschreibung der Schwankungskorrelation in den Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (*RANS*).
- ...beschreiben den Einfluss der turbulenten Schwankungen auf die Mittelwerte der Strömung.
- ...beschreiben nicht die Details der turbulenten Bewegungen.
- ...basieren nicht auf physikalisch exakten Gleichungen, sondern basieren auf Modellvorstellungen, Annahmen, empirischen Daten und experimentellen Untersuchungen.

Abbildung 4-3 zeigt typische im CFD-Code Fluent vorhandene Turbulenzmodelle stichpunktartig mit ihren Besonderheiten. Der EFD-Code FloWorks bietet nicht die Möglichkeit, ein Turbulenzmodell zu wählen. In FloWorks kommt standardmäßig das Standard k- $\epsilon$  Modell zum Einsatz, welches einen guten Kompromiss für viele Strömungsprobleme darstellt.

<p><b><u>Spalart-Allmaras:</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>•es wird nur der Produktionsterm gelöst</li> <li>•ursprünglich für low-Re Modelle entwickelt</li> <li>•Luftfahrt, Turbomaschinen</li> <li>•stabil bei schlechten Netzen</li> </ul> <p><b><u>Standard k-ε:</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>•einfaches Kompletmodell (Gleichung für Produktion und Dissipation)</li> <li>•für praktische Ingenieurs-Strömungsprobleme</li> <li>•robust, gute Genauigkeit, großer Anwendungsbereich</li> <li>•high-Re-Modell (Standard Wandfunktionen)</li> </ul> <p><b><u>RNG k-ε:</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>•Dissipationsgleichung optimiert (nicht konstant)</li> <li>•höhere Genauigkeit bei schnellen Strömungen</li> <li>•Drallberechnung implementiert, zufrieden stellende Genauigkeit</li> <li>•low-Re-Rechnungen direkt möglich</li> <li>•turbulente Viskosität nimmt bei steigenden Scherraten ab</li> </ul> <p><b><u>Realizable k-ε:</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>•Strömungsablösung wird gut berechnet</li> <li>•geringere Produktion durch k</li> <li>•numerisch weniger robust, weil weniger dissipativ</li> </ul>	<p><b><u>Standard k-ω:</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>•gut für low-Re Effekte</li> <li>•kompressible Strömung</li> </ul> <p><b><u>SST k-ω:</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>•Kombination aus k-ε und k-ω</li> <li>•k-ε im Strömungsfeld</li> <li>•k-ω im Wandbereich</li> </ul> <p><b><u>RSM:</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>•vollkommenstes Modell</li> <li>•für anisotrope Turbulenzverteilung</li> <li>•hoher Rechenaufwand</li> <li>•Probleme bei Vorgabe der Randbedingungen</li> </ul>
--	--

**Abbildung 4-3: Turbulenzmodelle**

#### **4.2.2 Grobstruktursimulation**

Die vorangegangenen beschriebenen statistischen Turbulenzmodelle gehen von einer Strömung isotroper Turbulenz aus und beschreiben das gesamte Turbulenzspektrum durch einige wenige Größen. Dies hat den Vorteil, dass hochturbulente Strömungen mit sehr geringem Zeitaufwand gerechnet werden können. Interessieren jedoch die exakten Drücke und Geschwindigkeiten zu jedem Zeitpunkt und an jedem Ort, ist eine Modellierung der Turbulenz ungeeignet. Dies führt zur direkten numerischen Simulation (DNS), die das vollständige Spektrum der turbulenten Strukturen auflöst. Da eine Direkte Numerische Simulation (DNS) für technische Strömungen auf Grund des immensen Rechenaufwands aber ausscheidet, muss ein Mittelweg zwischen der hundertprozentigen Modellierung der Turbulenz (RANS) und der hundertprozentigen Berechnung der Turbulenz (DNS) gefunden werden.

Unterteilt man die turbulenten Strukturen in zwei Anteile, einen großskaligen und einen kleinskaligen Anteil, und berechnet die großen Strukturen direkt (DNS) und modelliert die kleinskaligen, so kommt man zu einer weiteren Möglichkeit der Turbulenzbehandlung, der Grobstruktursimulation, auch bekannt als Large Eddy Simulation (LES). Dazu werden die Erhaltungsgleichungen örtlich und zeitlich mit einem Tiefpass gefiltert, so dass große Wirbelstrukturen direkt berechnet werden können [41]. Die kleinen Strukturen werden mittels eines Feinstrukturmodells statistisch betrachtet. Die Wechselwirkung zwischen der Grobstruktur und der Feinstruktur muss mittels geeigneter Schließungsansätze beschrieben werden. Auch wenn im Vergleich zu einer direkten numerischen Simulation die Berechnung von Strömungsproblemen mit höheren Reynoldszahlen möglich ist, so ist der Rechenaufwand einer LES zum einen durch die sehr feine Auflösung im Wandbereich und zum anderen durch die Notwendigkeit einer dreidimensionalen instationären Simulation immer noch enorm und für die Berechnung einer Armaturenströmung noch nicht geeignet. Im Gegensatz zur DNS, mit der auch langfristig die Berechnung einer

hochturbulenten Armaturenströmung nicht möglich sein wird, ist der Einsatz einer LES eher absehbar.

Für die Berechnung hochgradig instationärer Vorgänge in technischen Strömungen finden zunehmend hybride Ansätze Anwendung. Diese lokal adaptiven Techniken versuchen, die Vorteile der RANS-Modelle im Bereich der Grenzschichten mit den Vorteilen einer LES bei starker Ablösung oder freien Scherströmungen zu kombinieren. Das als Detached Eddy Simulation (DES) bekannte Verfahren ist ein solcher hybrider Ansatz und stellt daher einen Mittelweg zwischen LES und RANS dar. Großskalige Turbulenzstrukturen, deren Längenmaß größer als das gewählte Gitter ist, werden wie bei einer LES berechnet, und die kleinskaligen Anteile, für die das Gitter zu grob ist, werden über RANS Modelle statistisch betrachtet. Die Idee der DES basiert auf dem Wunsch, die wandnahe Schicht, welche sehr gut mittels RANS Modellen abgebildet werden kann, mit solchen statistischen Modellen zu beschreiben. Das hat den Vorteil, dass die tangential Gitterschrittweite größer als die Größe der wandnahen turbulenten Strukturen gewählt und somit eine Skalierung in Abhängigkeit der Reynoldszahl umgangen werden kann. Aus dieser Zielsetzung heraus resultiert auch der Name „Detached Eddy Simulation“. Anliegende Wirbel in Wandnähe werden statistisch betrachtet und abgelöste Wirbel in der freien Strömung werden aufgelöst. Ursprünglich kam als RANS-Modell das Spalart-Allmaras-Modell zum Einsatz. Mittlerweile wurden aber schon weitere RANS-Modelle wie z.B. das SST-Modell eingebunden.

### **4.3 Diskretisierung**

Um die Erhaltungsgleichungen numerisch lösen zu können, muss in einem ersten Schritt das zu berechnende Fluidvolumen durch eine endliche Anzahl von Teilgebieten unterteilt werden [39]. Der Vorgang des Zerlegens des Fluidvolumens wird auch Gittergenerierung genannt. Diese Gittergenerierung stellt bei den konventionellen Codes wie Fluent oftmals den zeitintensivsten Schritt dar. Der Aufwand ist dabei abhängig von der Komplexität der zu vernetzenden Geometrie und des gewählten Gittertypes. Im Falle von FloWorks wird aufbauend auf den CAD Daten vollautomatisiert ein Rechengitter erstellt, was den Gesamtaufwand der numerischen Berechnung deutlich erleichtert. Eine detaillierte Beschreibung der Gittergenerierung und deren Unterschiede erfolgt in den Kapiteln 4.5.1 und 4.5.2.

Bei der numerischen Lösung des zu berechnenden Strömungsproblems müssen abhängig von der Problemstellung unterschiedliche Gleichungen in mehreren ineinander geschachtelten Schleifen iterativ gelöst werden. Im Falle der Finite Volumen Methode, nach der sowohl Fluent als auch FloWorks arbeiten, müssen an jedem Gitterelement des zuvor erstellten Rechengitters die Erhaltungsgleichungen in integraler Form diskretisiert formuliert werden. Eine integrale Bilanzgleichung der Kontrollvolumen zueinander bildet den Ausgangspunkt für weitere Diskretisierungen. In der Bilanzgleichung treten Oberflächen- und Volumenintegrale auf. Die Oberflächenintegrale beschreiben dabei die konvektiven und diffusen Flüsse, sowohl in die als auch aus den Kontrollvolumen. Die Volumenintegrale stellen die Quellen und Senken dar. Die Oberflächenintegrale werden zunächst durch geeignete Mittelwerte an den Kontrollvolumenseiten angenähert und diese dann in Beziehung zu den

unbekannten Funktionswerten im Kontrollvolumenmittelpunkt gesetzt. Die hierzu am häufigsten verwendeten Approximationsverfahren sind das Zentralknotenverfahren und das Upwind-Verfahren. Beim Zentralknotenverfahren wird ein mittlerer Wert durch lineare Interpolation zweier benachbarter Werte berechnet. Das Upwind-Verfahren approximiert den mittleren Wert durch eine Treppenfunktion in Abhängigkeit von der Richtung des Massenflusses. Betrachtet man zwei Werte A und B, so nimmt der mittlere Wert den Wert von A an, wenn der Massenstrom positiv ist, und den Wert von B, wenn der Massenstrom negativ ist. Die Approximation diffuser Flüsse kann durch Differenzapproximation erfolgen. Volumenintegrale werden durch Integrationsformeln wie Mittelpunktsregel, Trapezregel oder Simpsonregel approximiert. Als letzter Schritt folgt die Berücksichtigung und die Diskretisierung der Randbedingungen.

Man erhält für jedes Kontrollvolumen eine Gleichung in der Form

$$a_p \varphi_p + \sum_{nb} a_{nb} \varphi_{nb} = b_p \quad (4-13)$$

Dabei stehen die Indizierung p für eine Zelle und die Indizierung nb für deren Nachbarzelle. Bei  $\varphi$  handelt es sich um eine skalare Transportgröße. Für die Lösung dieses nichtlinearen Gleichungssystems ist ein iterativer Prozess notwendig. Die Koeffizienten a und b werden in jedem Iterationsschritt erneuert. Eine der wichtigsten Eigenschaften der Finite Volumen Methode ist, dass die Erhaltungsprinzipien, die den mathematischen Modellen kontinuumsmechanischer Problemstellungen zugrunde liegen, per Definition auch für die diskretisierten Gleichungen erfüllt sind, man spricht hierbei auch von Konservativität [39].

## 4.4 Fehler bei numerischen Strömungssimulationen

Der Fehler einer numerischen Strömungssimulation ist definiert als der sich ergebende Unterschied zwischen der numerisch berechneten Strömungsgröße und der realen Strömungsgröße. Das Problem der numerischen Fehler ist, dass diese in der Regel schwer quantifizierbar sind. Die Kenntnis über mögliche numerische Fehler trägt aber entscheidend dazu bei, diese zu minimieren. Grundsätzlich können numerische Fehler in Modellierungs- und Numerikfehler unterschieden werden. Die Numerikfehler können dabei noch weiter in einen Diskretisierungsfehler und einen Lösungsfehler aufgeteilt werden. Der einzige Fehler, der über mathematische Funktionen abgeschätzt werden kann, ist dabei der Diskretisierungsfehler. Nachfolgend werden die möglichen Fehler spezifiziert:

### Modellierungsfehler

Modellierungsfehler resultieren aus Vereinfachungen des zu berechnenden Systems. Betrachtet man das 3D-CAD Modell einer Industriearmatur, so wird klar, dass eine CFD-Simulation in vielen Fällen nicht ohne Vereinfachung der Geometrie durchgeführt werden kann (siehe Kapitel 4.5.1). Dabei ist auch zu beachten, dass das CAD Modell an sich, bedingt durch die Oberflächengüte, Lagetoleranzen usw. kein perfektes Abbild der Realität darstellt. Neben solchen geometrischen Vereinfachung gehören zu den

Modellierungsfehlern auch die Wahl der Randbedingungen, des Turbulenzmodells und der angenommenen Stoffwerte. In allen Bereichen kann das Modell von den realen Bedingungen abweichen. Dieser Fehler ist zwar nicht quantifizierbar, kann jedoch durch entsprechende Überlegungen minimiert werden.

### **Diskretisierungsfehler**

Der Diskretisierungsfehler resultiert aus der Approximation bei der Diskretisierung der Differentialgleichungen. Er entspricht der Abweichung zwischen der exakten Lösung des diskreten Gleichungssystems und der exakten Lösung der Differentialgleichungen. Über eine Gitterunabhängigkeitsstudie lässt sich dieser Fehler quantifizieren und kann mit einem entsprechend „guten“ Gitter minimiert werden. Es ist aber anzumerken, dass bedingt durch den steigenden Berechnungsaufwand bei einer komplexen Geometrie keine beliebige Gitterverfeinerung durchgeführt werden kann. Es ist aber in jedem Fall darauf zu achten, dass das Gitter Bereiche, in denen die Strömungsgrößen hohe Gradienten aufweisen, entsprechend fein auflöst. Dazu gehört auch der Wandbereich, in dem die Wandfunktionen durch ein entsprechendes Gitter Gültigkeit behalten müssen.

### **Lösungsfehler**

Der Lösungsfehler resultiert aus der iterativen Berechnung und hängt von der Wahl des Konvergenzkriteriums und von Rundungsfehlern ab. Den größten Einfluss hat dabei das Konvergenzkriterium. Es ist zwingend erforderlich, neben dem Verlauf der Residuen der Erhaltungsgleichungen, auch den Verlauf ausgewählter, für die Berechnung interessanter, Strömungsgrößen zu prüfen.

## **4.5 Verwendete Codes**

Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Strömungssimulationsprogramme beruhen auf der räumlichen und ggf. zeitlichen Diskretisierung der Navier-Stokes-Gleichungen und somit auf der Überführung der Differentialgleichungen in einen Satz algebraischer Gleichungen, die dann mit numerischen Methoden gelöst werden [39]. Im Rahmen dieser Arbeit wurden zwei unterschiedliche Codes zur numerischen Simulation der Ventilströmungen verwendet, ein CFD-Code und ein EFD-Code. Ausgangspunkt beider Codes ist die Zerlegung des Rechengebiets in eine endliche Anzahl von Kontrollvolumen. Für jedes Kontrollvolumen werden die Erhaltungsgleichungen in integraler Form definiert und iterativ gelöst. Durch eine andere Philosophie unterscheiden sich jedoch beide Codes in ihrer Anwendung.

Als Vertreter der CFD-Codes kam das Programm Fuent 6.2.16 der gleichnamigen Firma Fluent Inc. zum Einsatz. Als Preprocessor wurde Gambit 2.2.30 verwendet, welcher ebenfalls von der Fa. Fluent vertrieben wird. Fluent gehört zu den etablierten kommerziellen CFD-Codes. Sowohl Fluent wie auch Gambit werden seit einigen Jahren am Fachgebiet Fluidsystemtechnik verwendet, so dass auf entsprechendes Know-How zurückgegriffen werden konnte. Dies und die Supportnähe der Fa. Fluent, die ebenfalls in Darmstadt ansässig ist, waren ausschlaggebend für die Nutzung von Fluent im Rahmen dieser Arbeit.

Als Vertreter der EFD-Codes kam das Programm FloWorks 2003-2006 der Firma NIKA zum Einsatz. Bei FloWorks handelt es sich um ein EFD-Programm, welches als zusätzliches Tool in die 3D-CAD Software SolidWorks integriert ist. Zu Beginn der Arbeit war FloWorks der bekannteste Vertreter der EFD-Codes. Die Fa. NIKA ist in Frankfurt/Main ansässig, was hinsichtlich des Supports ebenfalls ein Entscheidungskriterium war.

#### 4.5.1 Vorgehensweise mit dem CFD-Code Fluent

Eine numerische Strömungssimulation kann immer in die folgenden drei Schritte unterteilt werden: das *Preprocessing*, die numerischen Berechnung und das *Postprocessing*. Wie diese Schritte zusammenhängen, zeigt, Abbildung 4-4.

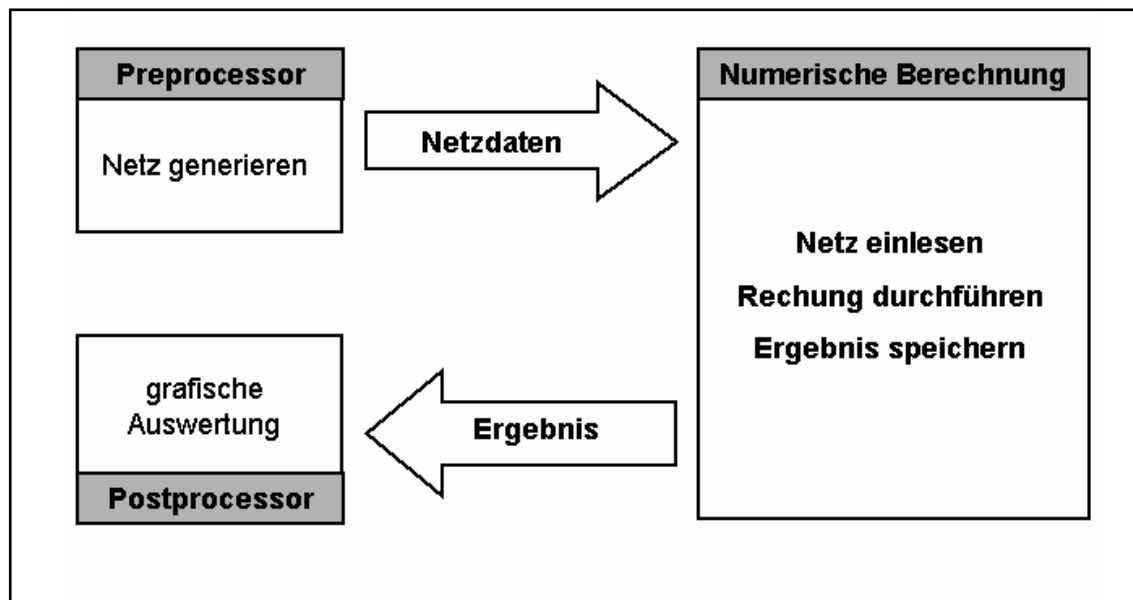


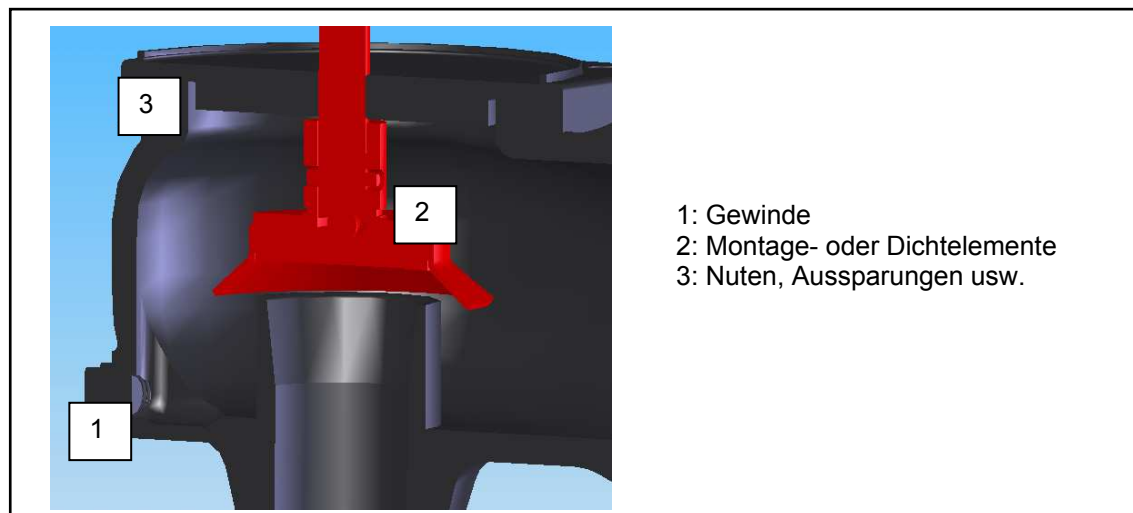
Abbildung 4-4: Schritte einer numerischen Strömungssimulation

Im ersten Schritt, dem *Preprocessing*, wird das zu berechnende Strömungsgebiet räumlich diskretisiert. Der *Preprocessor* ist in vielen Fällen eine eigenständige Software, welche problemabhängig ausgewählt werden kann. So gibt es *Preprozessoren*, die ausschließlich für die Vernetzung von z.B. Turbomaschinen zum Einsatz kommen, andere sind für eine strukturierte Vernetzung des Rechengebietes optimiert und nochmals andere sind weitgehend flexibel gehalten. Neben der Netzgenerierung werden im *Preprocessing* die Randbedingungen festgelegt, das heißt, es werden Flächen definiert, die z.B. den Eintritt, den Austritt oder eine Symmetrieebene des Rechengebietes definieren. Das *Preprocessing* ist ein sehr wichtiger Schritt, da eine konvergente Rechnung in vielen Fällen von einem sauber generierten Gitter abhängt. Im Bereich der CFD-Codes kann daher das *Preprocessing* den zeitintensivsten Anteil einer numerischen Strömungssimulation darstellen. Das erzeugte Rechengitter wird abschließend gespeichert und in den eigentlichen numerischen Löser eingelesen. Hier erfolgt dann die Vorgabe der Randbedingung in Form von Zahlenwerten, die Wahl des Turbulenzmodells, die Wahl des Diskretisierungsschemas usw. Wurden alle Einstellungen vorgenommen, erfolgt die eigentliche Berechnung. Dabei ist es zur Prüfung der Konvergenz wichtig, nicht nur den Residuenverlauf darzustellen, sondern ebenso für die simulierte Strömung

charakteristische Größen wie z.B. Minimaldruck, maximale Geschwindigkeit usw. Nach der Speicherung der Ergebnisse erfolgt die grafische Auswertung der Rechnung, das so genannte *Postprocessing*.

### Datenimport

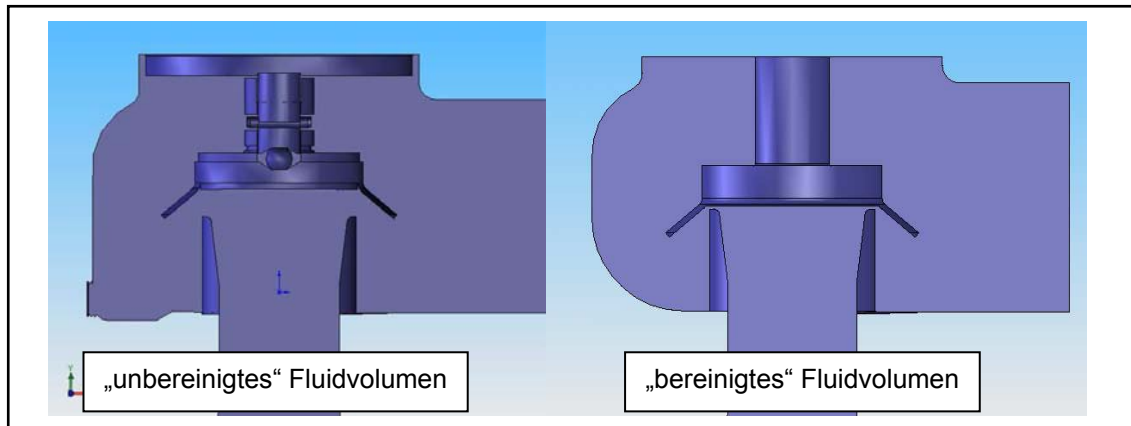
Die Generierung des Rechengitters erfolgt mittels Gambit. Dazu muss in einem ersten Schritt das zu vernetzende Fluidvolumen in Gambit neu erstellt oder über Austauschformate importiert werden. Eine „Neukonstruktion“ des Fluidvolumens in Gambit ist allerdings nur für 2D oder einfache 3D-Geometrien mit überschaubarem Aufwand möglich. Im Falle der Industriearmaturen ist der Import des Fluidvolumens aus leistungsfähigen CAD-Programmen über Austauschformate oftmals der einzige Weg. Dazu muss in einem ersten Schritt aus dem 3D-CAD-Modell der Armatur das Fluidvolumen erzeugt werden. Dies geschieht über Boolesche Operationen in der 3D-CAD Software, in Gambit oder einer dafür spezialisierten Software. Um das Fluidvolumen so einfach wie möglich zu halten, muss das 3D-Modell der Armatur vor der Erzeugung des Fluidvolumens bereinigt werden. Abbildung 4-5 zeigt exemplarisch am Beispiel einer Sicherheitsarmatur in Eckbauweise Problembereiche, die vor Generierung des Fluidvolumens entfernt werden müssen.



**Abbildung 4-5: Problemstellen bei der Erzeugung des Fluidvolumens**

Vereinfacht man das 3D-Modell nicht, so ergeben sich im Fluidvolumen Flächen, welche nicht oder nur sehr schwer vernetzt werden können (Abbildung 4-6). Bei der Vereinfachung des Modells muss darauf geachtet werden, dass dies einen möglichst geringen Einfluss auf die zu simulierende Strömung hat. Ein bereinigtes Modell wird bei geringerem Rechenaufwand immer besser konvergieren als ein unbereinigtes.





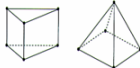


**Abbildung 4-6: Vergleich „unbereinigter“ und „bereinigter“ Fluidkörper**

### **Preprocessing**

Das *Preprocessing* erfolgt wie beschrieben mit der Software Gambit aus dem Hause Fluent und beginnt mit dem Import des Fluidvolumens. Als Importformat haben sich die Austauschformate step und parasolid als geeignet erwiesen, iges konnte nur bedingt überzeugen.

Hat der Import fehlerfrei funktioniert, wird im nächsten Schritt das Fluidvolumen (3D) oder eine Fläche (2D) strukturiert oder unstrukturiert vernetzt. Dazu kann es notwendig sein, um z.B. den engsten Querschnitt sinnvoll zu vernetzen, das gesamte Strömungsgebiet in Teilgebiete zu unterteilen. Strukturierte Gitter sind durch eine regelmäßige Anordnung der Gitterpunkte charakterisiert. Die regelmäßige Anordnung hat zur Folge, dass die Topologie der Gitterzellen einem festen Muster folgt [39]. Ein sauber strukturiertes Gitter konvergiert in der Regel schneller und stabiler, die Erzeugung eines solchen Gitters kann aber, gerade bei einem 3D-Modell, sehr aufwändig bis unmöglich sein. Ein unstrukturiertes Gitter besitzt keinerlei Regelmäßigkeiten in der Anordnung der Gitterzellen. Die Möglichkeit der unregelmäßigen Verteilung der Gitterzellen über das Rechengebiet ermöglicht jedoch eine sehr große Flexibilität hinsichtlich der Vernetzung auch sehr komplexer Geometrien. Ein weiterer Vorteil unstrukturierter Gitter ist, dass auch für komplexe Geometrien das Gitter weitgehend automatisiert generiert werden kann und dass eine lokale Verfeinerung, z.B. gradientenabhängig, ohne weiteres möglich ist. Auch wenn allgemein gesagt wird, dass ein strukturiertes Gitter zu bevorzugen ist, so war dies im Rahmen dieser Arbeit nur im Fall vereinfachter 2D-Modelle möglich. Die Vernetzung erfolgte zum Einen mit rechteckigen Zellen (*Quad/Hex*) strukturiert und zum Anderen mit dreieckigen Zellen (*Tri/Tes*) unstrukturiert. Welche Vor- und Nachteile die unterschiedlichen Elementtypen haben, ist Abbildung 4-7 zu entnehmen.

Quad / Hex	Tri / Tet	Prism / Pyramid
		
<ul style="list-style-type: none"> <li>– bestes Element bzgl. <u>Speicherplatz</u> <u>Gitterpunkt</u> <u>Rechenzeit</u> <u>Gitterpunkt</u></li> <li>– sehr hohe Genauigkeit</li> <li>– gute Grenzschichtauflösung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– automatisierbare Gittererzeugung möglich</li> <li>– bestes Element bzgl. <u>Genauigkeit</u> <u>Aufwand</u></li> <li>– adaptive Gitterverfeinerung immer möglich</li> <li>– bei komplexen Geometrien oft der einzige Elementtyp</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Prismen als Grenzschichtelemente bei Tri-Oberflächengittern</li> <li>– Pyramiden als Übergangselement von Hex zu Tet in Hybridgittern</li> </ul>

**Abbildung 4-7: Vor- und Nachteile der Elementtypen**

Nach der Generierung des Gitters muss dieses geprüft werden. Gambit bietet dazu unter „*examine mesh*“ verschiedene Möglichkeiten. Zwei typische Kenngrößen zur Prüfung eines Gitters sind dabei „*skewness*“ und „*aspect ratio*“. Die *skewness* ist ein Maß für die Verzerrung der Gitterzellen. Dieses Verzerren tritt überall dort auf, wo sich die Zellen an eine Kontur anpassen müssen. Dies betrifft dann nicht nur die wandnahen Gitterzellen, sondern setzt sich durch das gesamte Gitter fort. *Aspect ratio* ist eine weitere Kenngröße für die Güte eines Gitters. Diese Kenngröße bildet das Verhältnis der Höhe zur Breite einer Gitterzelle. Die Güte lässt sich über eine Farbgebung der Gitterzellen anzeigen und beurteilen [40], [42],

Nach der Netzgenerierung werden die Randbedingungen (*boundary conditions*) an Kanten (2D) oder Flächen (3D) festgelegt. Jedem dieser *boundaries* muss ein Funktionstyp zugewiesen werden. Dazu stehen in Gambit unterschiedliche Funktionstypen zur Wahl, von denen nachfolgend nur einige exemplarisch aufgeführt sind:

- Feste Wand (*wall*)
- Rotationsachse (*axis*)
- Eintrittsbedingungen über Geschwindigkeiten beschrieben (*velocity inlet*)
- Eintrittsbedingungen über Totaldruck beschrieben (*pressure inlet*)
- Austrittsbedingungen über statischen Druck beschrieben (*pressure outlet*)
- Massenstromgewichtete Vorgabe des ausströmenden Fluids (*outflow*)

An dieser Stelle ist es wichtig, Flächen, die z.B. den Kegel oder den Sitz beschreiben, zu definieren, da eine getrennte Darstellung des Kegels im *Postprocessing* sonst nicht möglich ist. Abschließend werden die Flächen oder Volumen, die das Fluid beschreiben, als Fluid definiert. Abgeschlossen wird das *Preprocessing* mit dem Export des Gitters.

### **Numerische Berechnung**

Nachdem das Gitter eingelesen und die erforderlichen Randbedingungen definiert wurden, folgt die Wahl des numerischen Löser (*Solver*). Der *Solver* ist für das Lösen

der Erhaltungsgleichungen zuständig. Die Gleichungslösung erfolgt dabei iterativ. Das Lösen der Gleichungen kann dabei gekoppelt oder nicht-gekoppelt erfolgen. Für Rechnungen im Unterschallbereich haben sich die nicht-gekoppelten *Solver* durchgesetzt, bei denen zunächst die Impulsgleichung und erst im darauf folgenden Schritt die Kontinuitätsgleichung mittels der so genannten Druckkorrekturverfahren gelöst wird. Im Überschallbereich oder in Rechnungen, in denen es zu steilen Gradienten kommt, kommen in vielen Fällen gekoppelte *Solver* zum Einsatz, die Kontinuitäts- und Impulsgleichung in einem Schritt lösen [40]. Gekoppelte *Solver* sind numerisch deutlich aufwändiger und benötigen bei gleichem Gitter mehr Rechenressourcen als nicht gekoppelte *Solver*. Im Rahmen dieser Arbeit kamen, auch für die Überschallberechnung, ausschließlich nicht gekoppelte *Solver* zum Einsatz.

Die oben erwähnten Druckkorrekturverfahren sind notwendig, da bei inkompressibler Strömung der Druck nur in der Impulsgleichung, nicht aber in der Kontinuitätsgleichung vorkommt. Die Idee besteht darin, zunächst die Geschwindigkeitskomponenten aus der Impulserhaltung zu berechnen und diese dann zusammen mit dem Druck über eine Druckkorrektur zu korrigieren, sodass die Kontinuitätsgleichung erfüllt ist.

Fluent stellt dafür verschiedene Druckkorrekturverfahren zur Verfügung:

- *SIMPLE (Simple Implicit Method for Pressure-Linked Equations)*
- *SIMPLEC (SIMPLE-Consistent)*
- *PISO (Pressure-Implicit with Splitting of Operators)*

*SIMPLE* ist die voreingestellte Methode. Sie ist sehr robust und liefert in den meisten Fällen gute Ergebnisse. In relativ unkomplizierten Fällen, z.B. bei laminarer Strömung ohne zusätzliche physikalische Modelle, kann das Druckkorrekturverfahren *SIMPLEC* die Konvergenz beschleunigen. Das *PISO* Druckkorrekturverfahren führt zusätzlich eine so genannte *neighbor* und *skewness* Korrektur durch. Dadurch sollen die Erhaltungsgleichungen besser eingehalten werden. Dieses Verfahren reagiert auf schlecht generierte Netze weniger anfällig und wird hauptsächlich in komplexeren Strömungsberechnungen eingesetzt [40]. Das *PISO* Druckkorrekturverfahren benötigt allerdings mehr Rechenleistung und Speicherkapazität als die beiden anderen Verfahren. Im Rahmen dieser Arbeit wurden die verschiedenen Druckkorrekturverfahren verglichen, das *SIMPLE* Verfahren hat sich dabei am geeignetsten herausgestellt.

Weitere Einstellmöglichkeiten bietet der *Solver* bezüglich der Ordnung des Diskretisierungsschemas. Ein Diskretisierungsschema erster Ordnung ist dabei das voreingestellte Diskretisierungsschema. Wählt man ein Diskretisierungsschema zweiter Ordnung werden größere Matrizen für die Berechnung benutzt. Beim Einsatz im Rahmen dieser Arbeit hat sich gezeigt, dass das Konvergenzverhalten mit den Verfahren zweiter Ordnung oftmals schlechter wurde, die Genauigkeit den Einsatz aber oftmals erforderte.

Neben dem Rechengitter und der Art und Weise der Diskretisierung und Lösung der strömungsbeschreibenden Differentialgleichungen hat die Wahl des Turbulenzmodells

einen großen Einfluss auf die Güte der numerischen Berechnung. Hierzu wird auf Kapitel 4.2 verwiesen.

Nachdem alle Einstellungen vorgenommen wurden, folgt die eigentliche Berechnung. Bei der Prüfung auf Konvergenz der Rechnungen helfen die Residuen, welche die Änderung der Erhaltungsgleichungen von Iteration zu Iteration dokumentieren. Neben den Residuen sollte zur Beurteilung der Konvergenz immer der Verlauf typischer Strömungsgrößen betrachtet werden. Betrachtet man z.B. den lokalen Minimaldruck, so kann dieser, obwohl die Residuen auf Konvergenz hindeuten, noch nicht konvergiert haben. Das Finden der richtigen Solvereinstellungen, die zur Konvergenz führen, ist in vielen Fällen ein iterativer Prozess, der sukzessive zur Lösungsfindung führt.

### **Postprocessing**

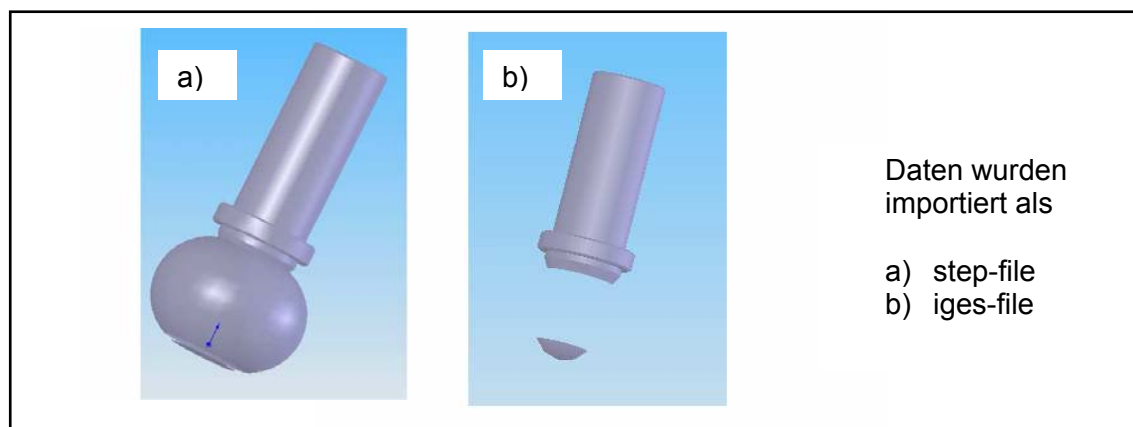
Das *Postprocessing* schließt die numerische Strömungssimulation ab und erfolgt in der Regel direkt in Fluent. Das *Postprocessing* dient dazu, die im Rahmen der numerischen Berechnung entstandenen Datenmengen in eine verständliche Darstellungsform umzuwandeln. Man kann dabei beliebige Schnitte durch das Rechengebiet legen und sich in diesen Schnitten grafisch verschiedenste Strömungsgrößen (Druck, Geschwindigkeit, Turbulenz usw.) als *contour plot*, Vektordarstellung, Isolinen oder Stromlinien anzeigen lassen. Man kann sich integrale Größen wie z.B. Strömungskräfte ausgeben lassen, wie auch den Massenstrom, der durch eine Teilfläche fließt. Über die Funktion x-y-plots können Verläufe in Diagrammform dargestellt werden. Durch frei programmierbare Funktionen können aus den berechneten Strömungsgrößen ventiltypische Kennwerte berechnet und dargestellt werden. Neben der grafischen Darstellung können alle Daten in ASCII-Form gespeichert und so in anderen Programmen, z.B. Matlab, weiterverarbeitet werden.

#### **4.5.2 Vorgehensweise mit dem EFD-Code FloWorks**

Die Vorgehensweise einer numerischen Berechnung mit EFD-Codes ist grundsätzlich die gleiche wie die numerische Berechnung mit CFD-Codes (Abbildung 4-4). Die Unterschiede liegen in der Teilautomatisierung des gesamten Ablaufes. EFD-Codes richten sich an den Entwicklungsingenieur und sollen die Möglichkeit bieten, numerische Strömungssimulationen mit begrenztem Umfang direkt im Anschluss an eine Konstruktion durchzuführen. Das *Preprocessing* wird dahingehend vereinfacht, dass das Rechengitter teilautomatisiert mit demselben Programm erzeugt wird, mit dem im Anschluss auch die Rechnung durchgeführt wird. Der EFD-Code ist dazu als zusätzliches Tool direkt in die CAD-Software eingebettet oder kann als externes Programm die Geometriedaten über Austauschformate direkt einlesen. Die Randbedingungen werden direkt am CAD-Modell definiert. Die Einstellungen für die eigentliche numerische Berechnung reduzieren sich auf charakteristische Strömungseigenschaften wie etwa: ist die Strömung turbulent oder laminar, handelt es sich um eine Überschallströmung usw. Diese Einstellungen erfolgen mittels eines Assistenten, der den Anwender durch den Einstellprozess leitet. Das *Postprocessing* bietet die gleichen Möglichkeiten wie das *Postprocessing* eines CFD-Codes.

## Datenimport

Da FloWorks in Solidworks eingebunden ist, erfolgt der Datenimport direkt in Solidworks. Da FloWorks während der Netzgenerierung das Fluidvolumen automatisch erkennt und vernetzt, ist eine manuelle Generierung des Fluidvolumens nicht notwendig. Geometrien, die mit SolidWorks konstruiert wurden, können somit direkt berechnet werden. Liegt die zu berechnende Geometrie in einem anderen Format vor, so können diese Daten über Austauschformate (step, iges, parasolid usw.) in SolidWorks eingelesen werden. Dabei kann es jedoch zu Fehlern im Modell wie fehlende Flächen oder Lücken kommen, die dazu führen, dass FloWorks das Fluidvolumen nicht richtig oder gar nicht erkennt. Abbildung 4-8 zeigt zur Verdeutlichung zwei Importfehler in Abhängigkeit des Austauschformates am Beispiel eines Kegels. Die Daten wurden mittels Soliddesigner in step und iges konvertiert und in Solidworks eingelesen. Der Kegel, der aus dem eingelesenen step-file resultiert, zeigt eine falsch dargestellte Kegelfläche. Importiert man das iges-file, so wird diese Fläche gar nicht dargestellt. Das Problem konnte beseitigt werden, indem man das eingelesene step-file in SolidWorks als parasolid-file speicherte und dieses dann wiederum importierte.



**Abbildung 4-8: Fehler beim Datenimport**

Ob und welche Art von Importfehlern auftreten, hängt neben dem Austauschformat auch von der CAD Software ab, mit dem die CAD Daten in ein Austauschformat konvertiert wurden. Folgende Richtlinien konnten für den Datenimport erarbeitet werden:

- wenn möglich, parasolid als Austauschformat verwenden
- iges nur als Notlösung
- step aus Pro/E gut geeignet
- step aus Catia weniger geeignet
- ggf. nach Einlesen der Daten diese als parasolid speichern und nochmals einlesen
- Baugruppen in wichtige Unterbaugruppen „zerteilen“ und als Bauteil speichern
- Zusammensetzen der geprüften Bauteile zur Baugruppe

Nach dem Einlesen erfolgt die Prüfung auf fehlende Lücken und Flächen mit der Diagnosefunktion von Solidworks. Die Diagnose ist dabei für jede importierte Fläche

oder jedes importierte Volumen einzeln durchzuführen. Werden Fehler gefunden, so soll SolidWorks versuchen, diese automatisch zu korrigieren. Sind alle Fehler bereinigt, ist kritisch zu prüfen, ob durch das Einlesen und Korrigieren Fehler an der Geometrie entstanden sind. In seltenen Fällen kann es beim Datenimport zu nicht reparablen Fehlern kommen. In diesen Fällen bleibt als letzte Lösung nur eine Neukonstruktion des Teiles in SolidWorks.

### Preprocessing

Das Vorgehen einer Berechnung mit FloWorks soll am Beispiel eines Durchgangsventils gezeigt werden. Die Geometrie für die Berechnung entstammt einer SolidWorks-Konstruktion. Auf die Konstruktion wird an dieser Stelle nicht eingegangen. Das CAD-Modell muss zunächst noch um eine Ein- und Austrittsrohrleitung ergänzt werden. Die hier dargestellten Längen der Ein- und Austrittsrohrleitungen resultieren direkt aus der Lage der Druckmessstellen des Experiments. Um ein ausgebildetes turbulentes Strömungsprofil am Eintritt der Armatur zu erzielen, müsste die Eintrittsrohrleitung deutlich länger sein. Die Rohrleitungen müssen für die Berechnung der internen Strömungen am Strömungseintritt und -austritt verschlossen werden, damit an den entsprechenden Oberflächen die Randbedingungen definiert werden können. Abbildung 4-9 zeigt ein Schnittbild der in SolidWorks konstruierten Armatur.

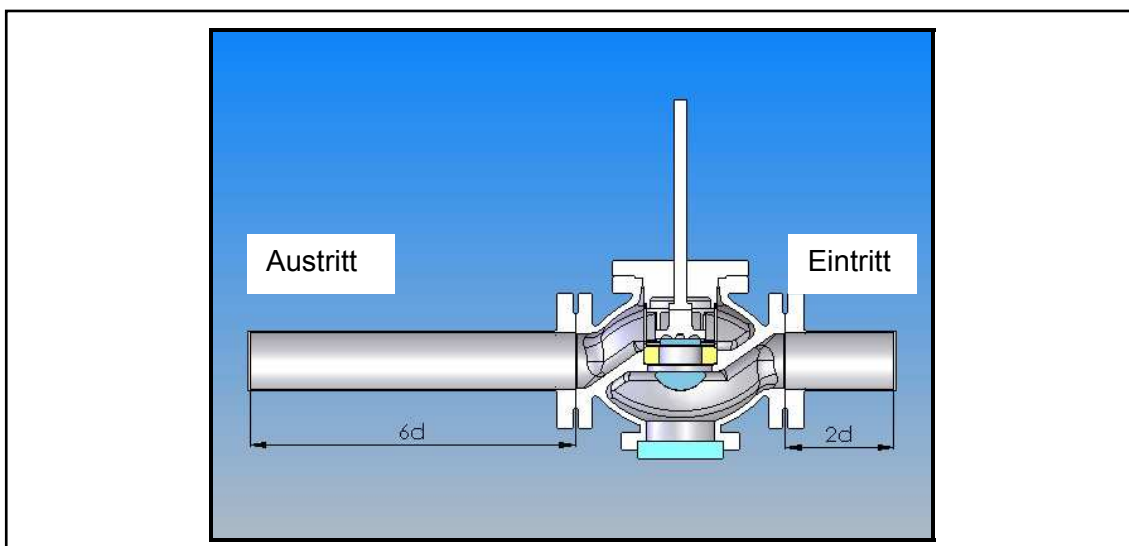
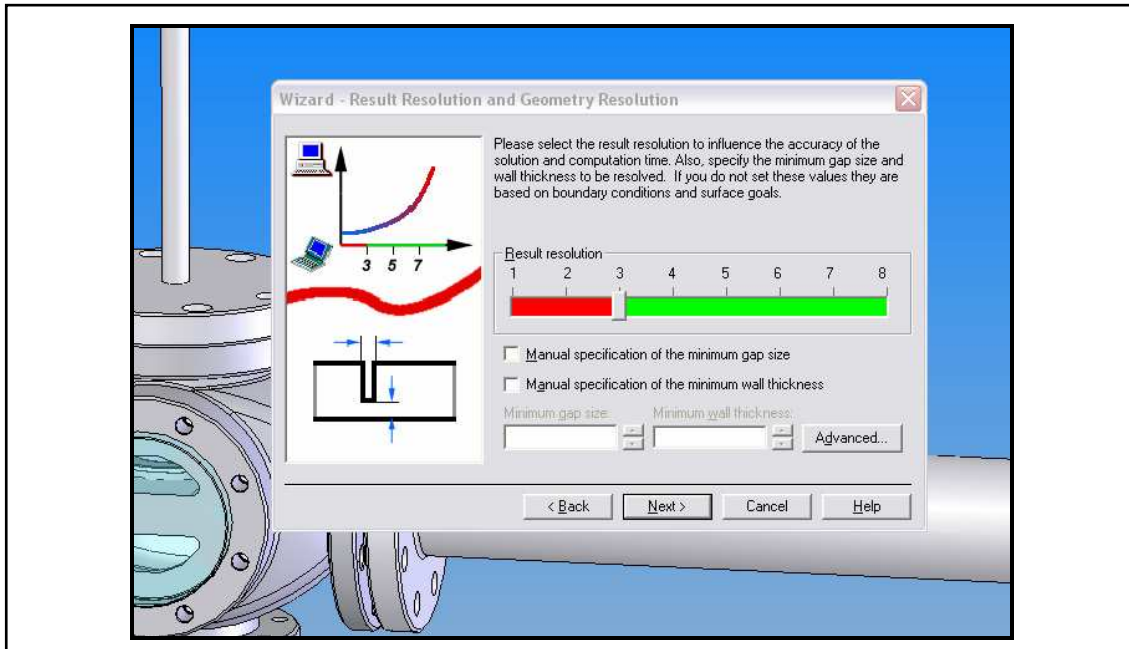


Abbildung 4-9: Schnittbild des Stellventils mit Ein- und Austritt

Aufbauend auf einem solchen CAD-Modell kann ein FloWorks Projekt gestartet werden. Dies kann mit oder ohne Hilfe des *Wizards*, einem in FloWorks integrierten Assistenten, geschehen. Der *Wizard* stellt eine komfortable und einfache Möglichkeit zur Eingabe der das Problem charakterisierenden Eigenschaften dar. Er führt den Benutzer in logischer Reihenfolge durch die jeweiligen Dialoge; beginnend mit dem Festlegen der zu nutzenden Einheiten über die Angabe der physikalischen Eigenschaften der zu untersuchenden Strömung bis hin zum Auswählen der gewünschten Lösungsgenauigkeit (Abbildung 4-10), welche direkten Einfluss auf die Netzfeinheit hat. Nach Abschluss des *Wizards* sind nur noch Randbedingungen und gegebenenfalls zusätzliche Konvergenzkriterien zu definieren und die Rechnung kann gestartet werden.



**Abbildung 4-10: Dialogfeld zum Einstellen der Lösungsgenauigkeit**

Die Alternative zu dem oben beschriebenen Vorgehen besteht in der manuellen Erstellung eines Projektes ohne die Nutzung des *Wizards*. Die Angabe der Einheiten und der physikalischen Eigenschaften der Strömung erfolgt analog, Unterschiede ergeben sich bei der Einstellung der gewünschten Lösungsgenauigkeit. Der in Abbildung 4-10 dargestellte Schieberegler steht bei der manuellen Projekterzeugung nicht zur Verfügung. Die Beeinflussung der Netzqualität erfolgt mittels der Netzfeinheit und -topologie.

FloWorks vernetzt das Rechengebiet grundsätzlich mit einem nach dem Hauptkoordinatensystem ausgerichteten blockstrukturierten Netz; unstrukturierte Gitter stehen nicht zur Verfügung. Dabei wird nicht, wie normalerweise üblich, nur das vom Fluid durchströmte Volumen vernetzt, sondern das gesamte Rechengebiet. Daraus ergeben sich bei diesem Verfahren grundsätzlich vier Arten von Zellen:

- Fluidzellen: liegen komplett in der Strömung
- Solidzellen: liegen komplett im begrenzenden Körper
- Partialzellen: liegen zum Teil in der Strömung, zum Teil im begrenzenden Körper
- Irreguläre Zellen: Zellen, die FloWorks nicht zuordnen kann, werden als Fluidzelle angenommen

In Abbildung 4-11 ist der grundsätzliche Ablauf der Gittergenerierung schematisch für die Erzeugung von Fluid- und Partialzellen dargestellt.



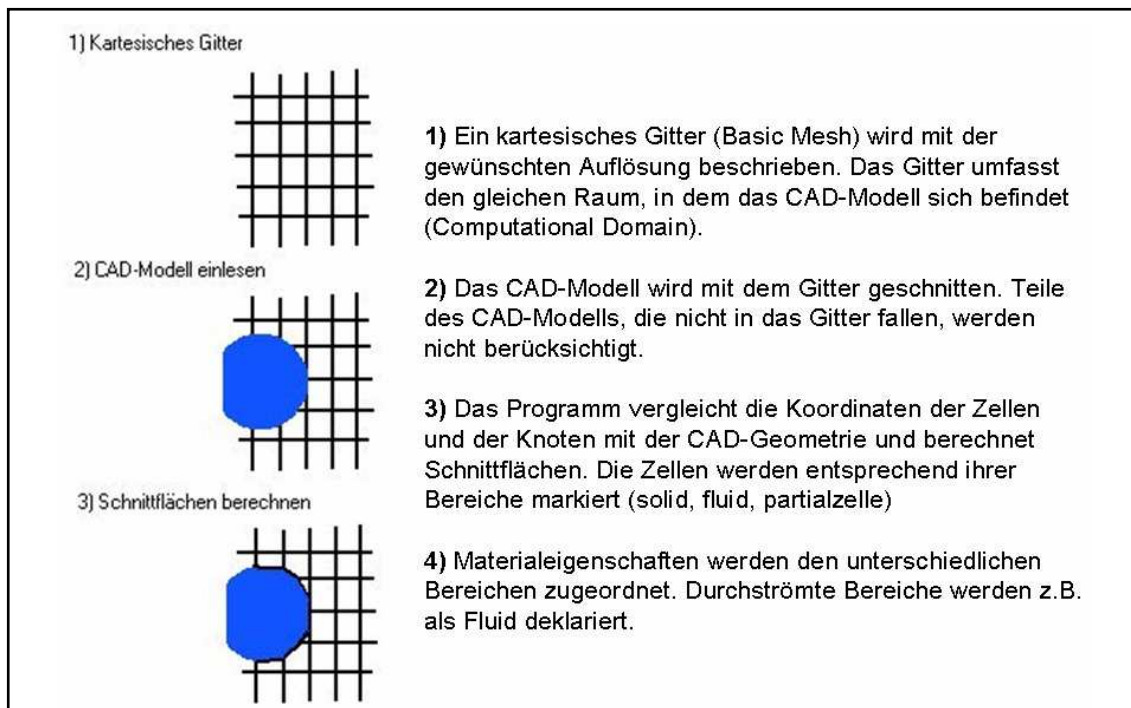


Abbildung 4-11: Gittererzeugung FloWorks [32]

Neben der vollständig automatisierten Vernetzung des Rechengebietes bestehen auch mehrere Möglichkeiten, manuell auf die Feinheit des Netzes Einfluss zu nehmen. Am Anfang der Netzgenerierung steht dabei das *Basic Mesh*. Durch Definition unterschiedlicher Verfeinerungskriterien wird aufbauend auf das *Basic Mesh* das so genannte *Initial Mesh* generiert. Dazu kann für jedes Verfeinerungskriterium eine zugehörige Verfeinerungsstufe angegeben werden.

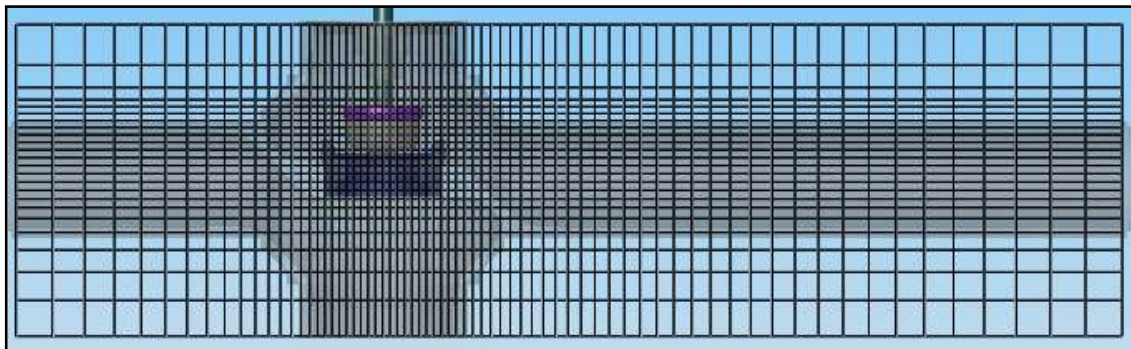


Abbildung 4-12: In Hauptkoordinatenrichtungen verdichtetes Basic Mesh

Das *Basic Mesh* legt die Anzahl von Zellen in x,y und z-Richtung fest. Normalerweise wird das Rechengebiet gleichmäßig in die gewünschte Zellenzahl unterteilt, mittels Kontrollebenen ist es aber auch möglich, das Gitter in allen drei Raumrichtungen zu verdichten (Abbildung 4-12). Beim Verfeinern werden die *Basic Mesh*-Zellen mit drei orthogonalen Ebenen in 8 gleichgroße Zellen unterteilt, dieser Vorgang wird beim Überschreiten des Verfeinerungskriteriums n-mal wiederholt, solange bis n dem Wert für die Verfeinerungsstufe entspricht. Zum Beispiel besitzen bei einer Verfeinerungsstufe von 3 die kleinsten Zellen ein  $8^3$  mal kleineres Volumen als die *Basic Mesh*-Zellen, aus denen sie entstanden sind [43].



Die Verfeinerungseinstellungen für das *Initial Mesh* verteilen sich auf die Dialoge *Solid/Fluid Interface* und *Narrow Channels*. Im erstgenannten befinden sich Regler zur Einstellung der Verfeinerungsstufe für „kleine“ Merkmale des Bauteils und für die Krümmung. Im Fall der Krümmung kann noch der Winkel zwischen den Normalen angegeben werden, ab dem die Verfeinerung stattfinden soll. Nach der Aktivierung der Verfeinerung für dünne Kanäle im *Narrow Channels* Karteireiter können die Verfeinerungsstufe und die Mindestzahl der in den Kanalquerschnitt zu legenden Zellen eingestellt werden. Durch die zusätzliche Eingabe der minimalen und maximalen Kanalhöhe lässt sich die Verfeinerung auf bestimmte Kanäle beschränken.

Die Einstellungen des *Initial Mesh* beziehen sich auf das gesamte Rechengebiet, oft ist jedoch eine Verfeinerung des Netzes zur besseren Abbildung entscheidender Bauteile, zum Beispiel des Kegels im Fall des Durchgangventils, wünschenswert. Solch eine örtlich begrenzte Verfeinerung erreicht man am einfachsten durch das Einfügen eines *Local Initial Mesh*. Nach der Auswahl des zu verfeinernden Bauteils stehen die gleichen Verfeinerungseinstellungen wie für das *Initial Mesh* bereit, erweitert um den Karteireiter *Refining Cells*. Über diesen lassen sich getrennte Verfeinerungsstufen zur generellen Verfeinerung aller angrenzenden Fluid und Partial Zellen einstellen.

Die letzte Möglichkeit zur Verfeinerung des Rechennetzes besteht im *Solution-Adaptive-Meshing*, also einer an die Lösung angepassten Netzverfeinerung. Im Gegensatz zu den bisher vorgestellten Verfahren kommt das *Solution-Adaptive-Meshing* erst nach dem Start der Rechnung zum Einsatz. Abhängig von der zum Zeitpunkt der Verfeinerung berechneten Lösung werden die Zellen in Regionen hoher Strömungsgradienten entsprechend der gewählten Verfeinerungsstufe geteilt und in Regionen niedriger Strömungsgradienten verschmolzen. Das *Solution-Adaptive-Meshing* findet in der Grundeinstellung periodisch statt, kann aber auch mittels einer Tabelle oder manuell gesteuert werden. Zusätzlich lassen sich die Grenzwerte für die Strömungsgradienten angeben, ab welchen eine Verfeinerung bzw. Verschmelzung stattfinden soll.

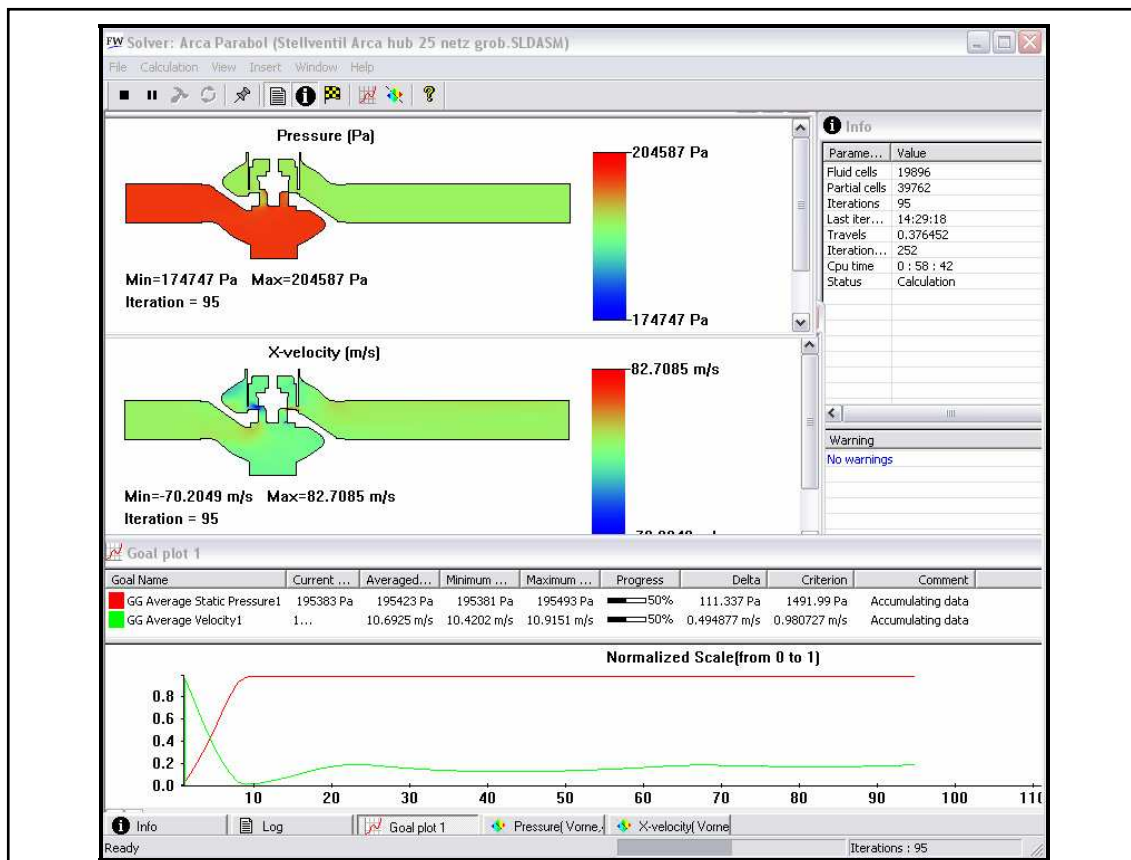
Nachdem die Einstellungen zur Generierung des Gitters vorgenommen sind, lässt man dieses erzeugen und beurteilt es anschließend auf seine Güte. Die Anzeige der irregulären Zellen ermöglicht einen groben Überblick über die Genauigkeit der Abbildung der Modellgeometrie durch das erstellte Netz. Liegen irreguläre Zellen in wichtigen Strömungsregionen, sollte zunächst die Modellgeometrie auf die Möglichkeit weiterer Vereinfachungen hin untersucht werden. Falls die Geometrie nicht weiter vereinfacht werden kann, ohne die Strömung zu stark zu beeinflussen, und der durch die irregulären Zellen entstandene Diskretisierungsfehler zu groß ist, muss das Netz so lange verfeinert werden, bis die irregulären Zellen verschwinden. Des Weiteren ist zu prüfen, ob für die Strömung wichtige Bereiche fein genug vernetzt wurden und ob wichtige Geometriedetails durch das Netz hinreichend genau abgebildet werden.

## Numerische Berechnung

Da die Netzgenerierung und die eigentliche Berechnung durch dasselbe Programm erfolgen und man im einfachsten Fall die Einstellungen durch den FloWorks Assistenten vornehmen kann, verschwimmen in der Anwendung die Grenzen zwischen *Preprocessing* und numerischer Berechnung. Die Einstellungen des *Solvers* beschränken sich, verglichen mit CFD-Codes, auf wenige Vorgaben. So müssen lediglich das Fluid und grundsätzliche Eigenschaften der Strömung definiert werden. Dazu gehört im Fall der Industriearmaturen die Vorgabe, ob die Strömung turbulent ist und ob es sich um eine Überschallströmung handelt.

Neben der Netztopologie bestimmen die Konvergenzkriterien maßgeblich die Genauigkeit der Rechnung und die Rechenzeit. In der Grundeinstellung verwendet FloWorks im Programm vordefinierte Konvergenzkriterien. Man kann aber auch eigene so genannte *Goals* und deren zugehörige Konvergenzkriterien definieren. *Goals* bestehen aus physikalischen Strömungsgrößen an vom Benutzer definierten Stellen im Rechengebiet. Hierbei kann es sich um Oberflächen, um ein Teilvolumen oder auch um das gesamte durchströmte Volumen handeln. Die Konvergenz der entsprechenden Strömungsgrößen wird während der Berechnung überwacht und im Informationsfenster des *Solvers* angezeigt. Ab welcher Größe der Residuen Konvergenz vorliegt und inwieweit das Erreichen der Konvergenz eine notwendige Bedingung zum Beenden der Rechnung ist, lässt sich im Dialog der *Calculation Control Options* für jedes *Goal* einzeln festlegen.

Bevor die Rechnung gestartet werden kann, müssen noch die Randbedingungen definiert werden. Hierzu markiert man die entsprechenden Flächen und wählt aus, ob es sich um ein *Pressure Opening*, *Flow Opening* oder eine *Wall* handelt. In den Einstellungen kann man anschließend die entsprechenden Parameter festlegen, z.B. im Falle eines *Pressure Openings* entweder die Größe des statischen oder des totalen Drucks. Sind alle Randbedingungen definiert, kann der *Solver* gestartet werden. Falls es sich um die erste Rechnung mit dem erstellten Projekt handelt, wird zunächst das Netz erstellt. In späteren Rechnungen kann man auf dieses Netz zurückgreifen und so die zur Netzberechnung benötigte Zeit einsparen. Vor dem Lösen des eigentlichen Problems bietet es sich an, das vom *Solver* gemäß den angegebenen Parametern erstellte Netz wie beschrieben zu überprüfen.



**Abbildung 4-13: Programmfenster des Solvers**

Abbildung 4-13 zeigt das Hauptfenster des *Solvers*. Im Info Fenster werden grundlegende Informationen wie die Zellenanzahl und die Rechenzeit ausgegeben. In der *List of Goals* lässt sich eine beliebige Auswahl aus den definierten *Goals* samt deren Konvergenzverlauf anzeigen. Die beiden Fenster links oben stellen die aktuellen Strömungsgrößen in einer Schnittebene dar. Die Art der Strömungsgröße und die Schnittebene selbst sowie die Anzahl der Schnitte sind frei wählbar.

Je nach den Einstellungen für das *Solution-Adaptive-Meshing* wird durch das Anklicken des Buttons mit dem Hammer links oben eine Netzverfeinerung ausgelöst. Sobald die internen Konvergenzkriterien bzw. die definierten *Goals* erfüllt sind, beendet der *Solver* die Rechnung. Nach dem Speichern der Ergebnisse können diese im Hauptprogramm geladen werden, wo das *Postprocessing* stattfindet.

### Postprocessing

Das *Postprocessing* erfolgt nach dem Laden der Ergebnisse in FloWorks direkt. Es bieten sich dabei die gleichen Möglichkeiten wie in Kapitel 4.5.1 beschrieben. Man hat nicht die Möglichkeit, Funktionen frei zu definieren, kann die Daten aber direkt in Excel importieren und weiterverarbeiten.

## 4.6 Verwendete Hardware

In Kapitel 6 wird bezüglich Rechenzeiten auf drei verschiedene Rechnerkonfigurationen verwiesen, die folgend vorgestellt werden:

### Rechner 1:

- Mainboard: ASUS P4PE
- CPU: Intel Pentium IV 2,4 GHz
- Speicher: 1,5 GB DDR 333 RAM (Single Channel)
- Grafikkarte: NVIDIA GeForce 4 MX440, AGP
- Festplatte: IDE 120GB

### Rechner 2:

- Mainboard: ASUS ABN-E
- CPU: AMD Athlon64 X2 4200+ (DualCore)
- Speicher: 4 GB DDR 400 RAM (Dual Channel)
- Grafikkarte: NVIDIA GeForce 6600, PCIe
- Festplatte: SATA 160GB

### Rechner 3:

- Mainboard: ASUS P5B Socket 775
- CPU: Intel Core2Duo E6600 (DualCore)
- Speicher: 4 GB DDR2 800 RAM (Dual Channel)
- Grafikkarte: NVIDIA GeForce 7300GT, PCIe
- Festplatte: SATA II 250GB

Rechner 2 und Rechner 3 sind mit DualCore CPU's ausgestattet. Ob mit einem oder mit beiden Kernen gerechnet wurde, wird an der entsprechenden Stelle erwähnt.

## 5 Untersuchte Ventilkonfigurationen und numerische Modelle

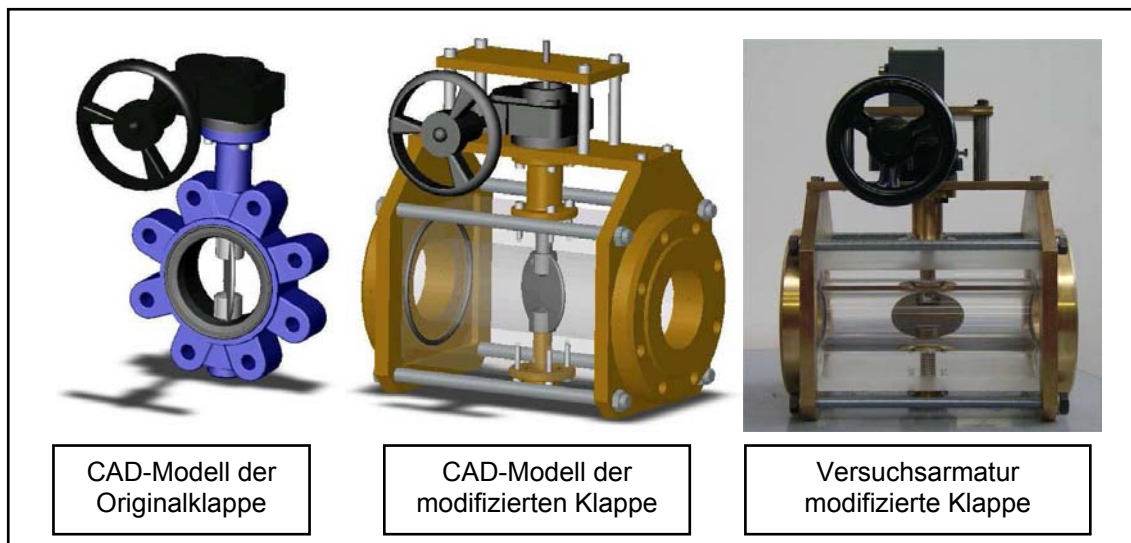
Im Rahmen dieser Arbeit wurden Armaturen aus den drei Bereichen Absperren, Regeln und Sicherheit untersucht. Als Vertreter der Absperrarmaturen wurde eine Absperrklappe untersucht und als Vertreter der Regelarmaturen kamen zwei Durchgangsventile mit insgesamt vier typischen Kegeleinsätzen zum Einsatz. Die Sicherheitsarmaturen wurden ausschließlich numerisch am Beispiel eines Sicherheitsventils in Eckbauweise behandelt. In den nachfolgenden Kapiteln werden die Armaturen vorgestellt und kurz auf die erzeugten numerischen Modelle eingegangen. Eine detailliertere Beschreibung der numerischen Modelle ist problembezogen Kapitel 6 zu entnehmen.

### 5.1 Absperrarmatur

Die Absperrklappe wurde von der Firma ARI-Armaturen GmbH & Co. KG [44] zur Verfügung gestellt. Die Grundspezifikationen der Klappe sind folgend stichpunktartig aufgeführt:

- Gewindeflanschklappe ARI-GESA
- DN 80
- PN 16
- Schneckenradgetriebe
- Klappenscheibe aus Edelstahl

Um die Strömungsvorgänge visualisieren zu können, wurde die Innengarnitur der Absperrklappe in ein transparentes Klappengehäuse eingebaut. Um die numerischen Modelle der Klappe stark zu vereinfachen und die optische Zugänglichkeit auf die Klappenscheibe nicht einzuschränken, wurde beim Umbau der Absperrklappe auf die verformbare Dichtmanschette verzichtet. Die Baulänge (310 mm) der umgebauten Klappe richtet sich nach der Baulänge der zu untersuchenden Durchgangsarmaturen. In Abbildung 5-1 ist links das CAD-Modell der Originalklappe und mittig das CAD-Modell der modifizierten Klappe dargestellt. Ganz rechts ist die gefertigte Versuchsarmatur dargestellt. Zur messtechnischen Erfassung des Klappenwinkels wurde ein sehr genaues lineares Potentiometer mit der durchgeführten Klappenwelle verbunden. Nach einer Kalibrierung kann über den Spannungsabfall am Potentiometer der Klappenwinkel bestimmt werden.



**Abbildung 5-1: modifizierte Absperrklappe**

Die Konstruktionen wurden direkt in SolidWorks durchgeführt, so dass eine FloWorks Berechnung direkt möglich ist. Um aber auch das FloWorks-Modell nicht unnötig aufwändig zu gestalten, wurde für die Berechnungen ein vereinfachtes Modell erstellt, welches aus der in einer DN 80 Rohrleitung montierten Klappenscheibe inkl. Befestigungsbolzen besteht. Das Fluidvolumen ändert sich durch diese Vereinfachungen nicht. Es wurden numerische Modelle für die Klappenwinkel  $30^{\circ}$ - $90^{\circ}$  in  $10^{\circ}$  Schritten für die Berechnungen mit CFD und EFD generiert.

## 5.2 Regelarmaturen

Es wurden zwei Durchgangsventile (DN 80 / PN 40) mit insgesamt vier verschiedenen Kegeleinsätzen experimentell und numerisch untersucht. Die Durchgangsarmaturen unterscheiden sich vor allem durch die Art der Sitzfixierung. In einem Fall wird der Sitz im Gehäuse verschraubt, im anderen Fall wird der Sitz über einen Spannkäfig im Gehäuse verspannt. Des Weiteren kamen vier unterschiedliche Kegel (Abbildung 5-2) zum Einsatz. In den Klammern stehen die Firmen, die die Kegel zur Verfügung gestellt haben.

- Parabolkegel (SAMSON AG Mess- und Regeltechnik) [45]
- V-Port-Kegel (SAMSON AG Mess- und Regeltechnik) [45]
- Schaltkegel (KSB Aktiengesellschaft) [46]
- Lochkegel (Welland & Tuxhorn AG Armaturen- und Maschinenfabrik) [47]



**Abbildung 5-2: Untersuchte Kegelbauformen**

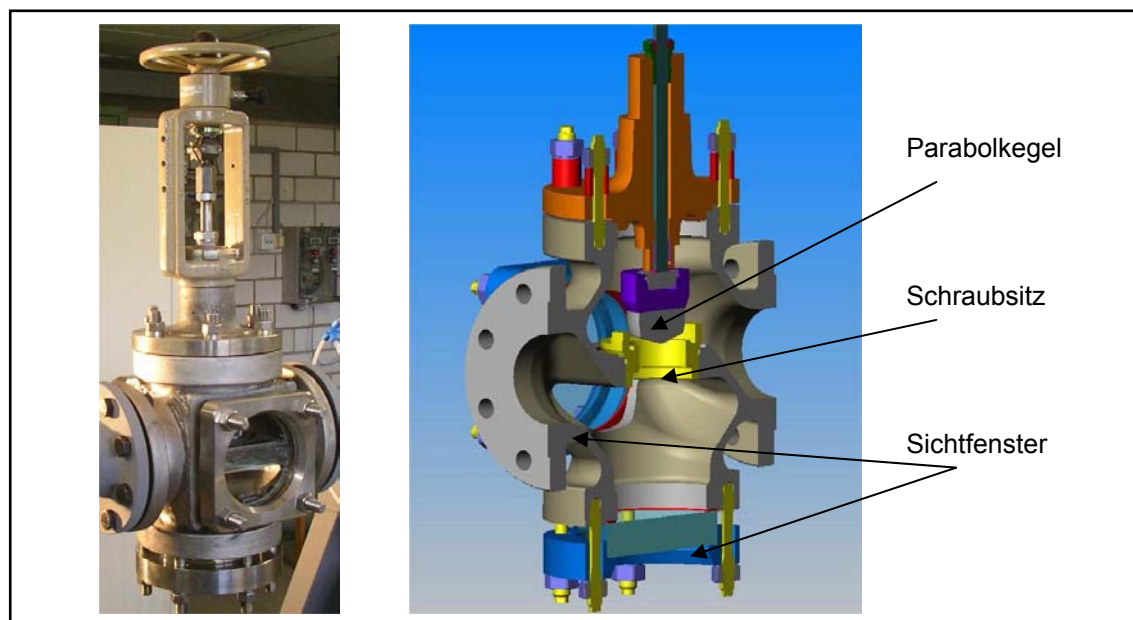
In jedem der beiden Durchgangsventile wurden 3 Kegel variiert. Parabol- und V-Port-Kegel wurden in beiden Armaturen untersucht und ermöglichen so einen Vergleich des Einflusses der Sitzfixierung. Im Durchgangsventil mit Schraubsitz wurde als dritter Kegel der Lochkegel, im Durchgangsventil mit Spannsitz der Schaltkegel untersucht.

#### **Durchgangsarmatur 1 (Schraubsitz):**

Die erste Durchgangsarmatur stammt von der Firma SAMSON AG Mess- und Regeltechnik [45] und hat folgende Spezifikationen:

- Einsitz-Durchgangsventil Typ 254
- DN 80
- PN 40
- Handantrieb
- Nennhub: 30 mm
- Kennlinie gleichprozentig
- Einbaulänge: 310 mm
- Umbau in Sonderausführung mit drei Glaseinsätzen
- Sitz verschraubt
- Sitzdurchmesser: 63 mm Parabol- und V-Port-Kegel; 80 mm Lochkegel

Die drei Sichtfenster ermöglichen den optischen Zugang auf den Kegel-Sitz-Bereich. Der Hub wird über einen Handantrieb eingestellt, der Hub selber wird mittels einer Messuhr bestimmt. Abbildung 5-3 zeigt die verwendete Armatur im Original und geschnitten als CAD-Modell.

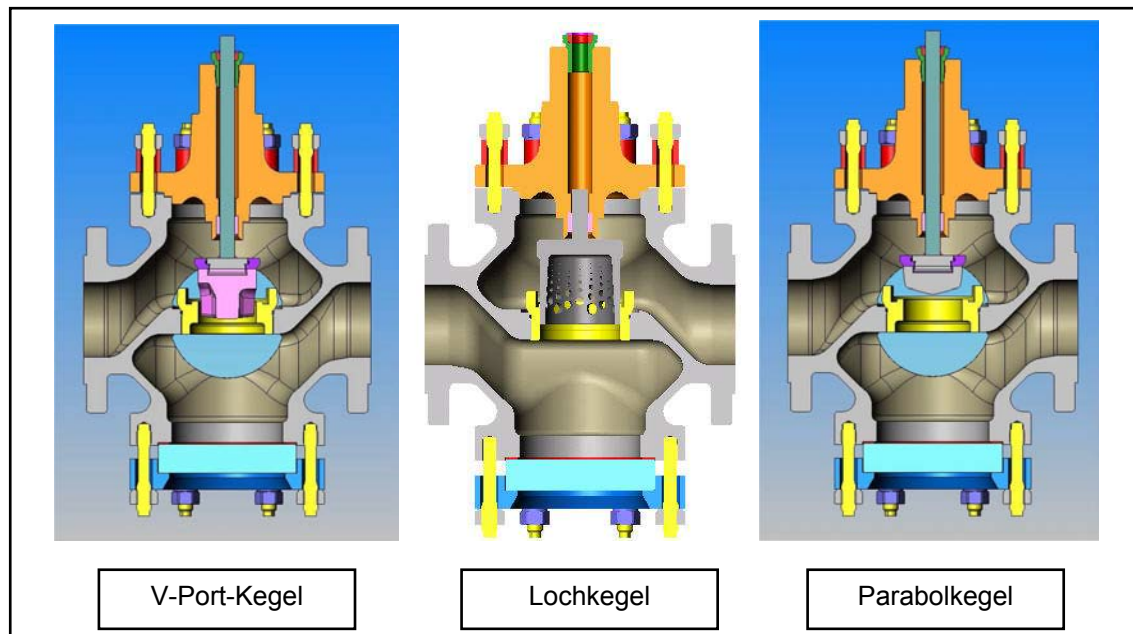


**Abbildung 5-3: Durchgangsventil 1 (Schraubsitz)**

Die Armatur inkl. Parabol- und V-Port-Kegel wurde von der Firma SAMSON als SolidWorks Modell bereitgestellt. Daraus konnten direkt die Rechenmodelle für die FloWorks Berechnungen erstellt werden. Mit dem FloWorks-Tool *Check Geometry*

wurden Fluidvolumen erzeugt, die über das Austauschformat parasolid in Gambit eingelesen wurden.

Abbildung 5-4 zeigt die experimentell und numerisch untersuchten Konfigurationen für das Durchgangsventil 1. In Tabelle 5-1 sind die Hubstellungen aufgeführt, die numerisch untersucht wurden.



**Abbildung 5-4: Durchgangsventil mit Schraubsitz und untersuchten Kegeln**

	EFD	CFD
V-Port-Kegel	15 mm, 20 mm, 25 mm, 30 mm	15 mm, 20 mm, 25 mm, 30 mm
Lochkegel	20-55 mm in 5 mm Schritten	35 mm, 45 mm, 55 mm
Parabolkegel	15 mm, 20 mm, 25 mm, 30 mm	15 mm, 20 mm, 25 mm, 30 mm

**Tabelle 5-1: Hubstellungen der numerischen Modelle, Durchgangsventil 1**

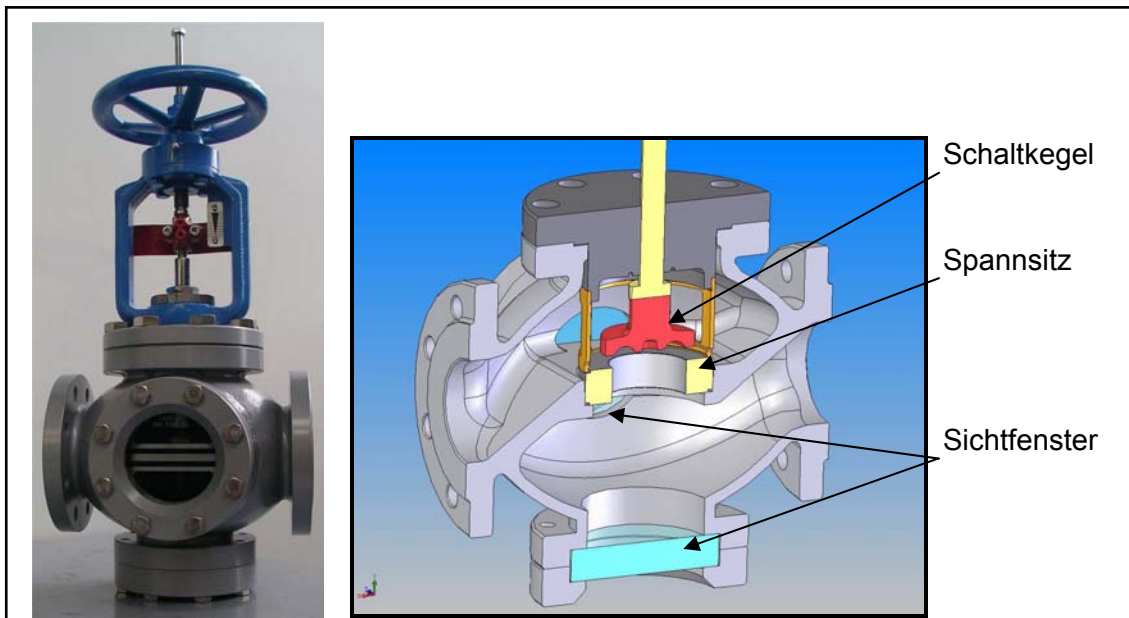
### **Durchgangsarmatur 2 (Spannsitz):**

Die zweite Durchgangsarmatur stammt von der Firma ARCA-Regler GmbH [48] und hat folgende Spezifikationen:

- Einsitz-Durchgangsventil Typ 8C1-P1
- DN 80
- PN 40
- Handantrieb
- Nennhub: 30 mm
- Kennlinie gleichprozentig
- Einbaulänge: 310 mm
- Umbau in Sonderausführung mit zwei Glaseinsätzen
- Sitz über Spannkäfig gespannt
- Sitzdurchmesser: 63 mm Parabol- und V-Port-Kegel, Schaltkegel

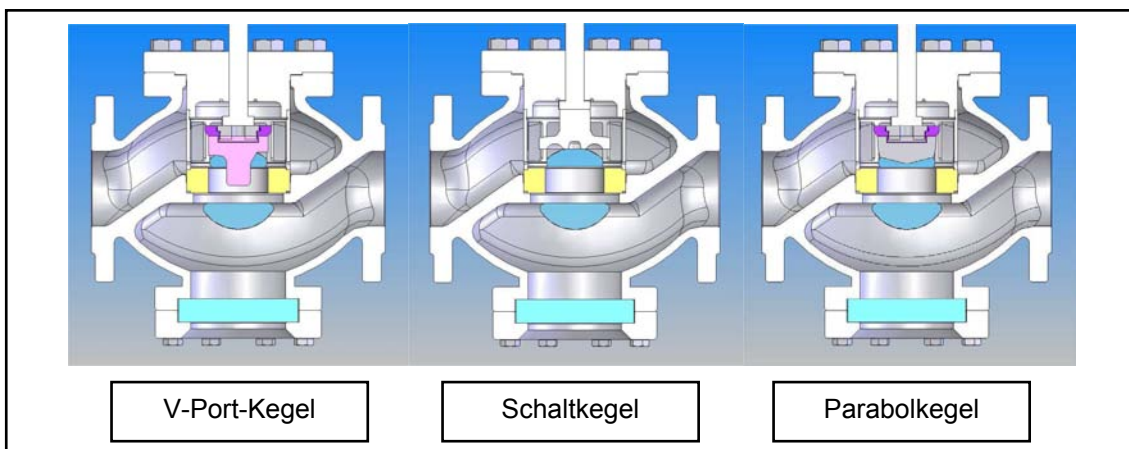


Zwei Sichtfenster ermöglichen den optischen Zugang auf den Kegel-Sitz-Bereich. Der Hub wird ebenfalls über einen Handantrieb eingestellt, der Hub selber wird mittels einer Messuhr bestimmt. Abbildung 5-5 zeigt die verwendete Armatur im Original und geschnitten als CAD-Modell. Im CAD Modell ist der Spannkäfig sehr gut zu erkennen, der den Sitz über den Deckelflansch in seiner Position fixiert. Da dieser in der Hauptströmung liegt, ist ein Einfluss auf einige Untersuchungen zu erwarten.



**Abbildung 5-5: Durchgangsventil 2 (Spannsitz)**

Zur Generierung der Rechenmodelle musste in einem ersten Schritt die Geometrie der Armatur auf Basis eines Zeichnungssatz in SolidWorks konstruiert werden. Auf die CAD Umsetzung der Geometrie wird an dieser Stelle nicht eingegangen. Die Berechnungen mit FloWorks konnten dann auf Basis des SolidWorks Modells durchgeführt werden. Das Erzeugen der Fluidvolumen erfolgt analog dem unter Durchgangsventil 1 beschriebenen Verfahren. In Abbildung 5-6 sind die experimentell und numerisch untersuchten Kegelkonfigurationen für das Durchgangsventil 2 abgebildet. In Tabelle 5-2 sind die Hubstellungen aufgeführt, die numerisch untersucht wurden.



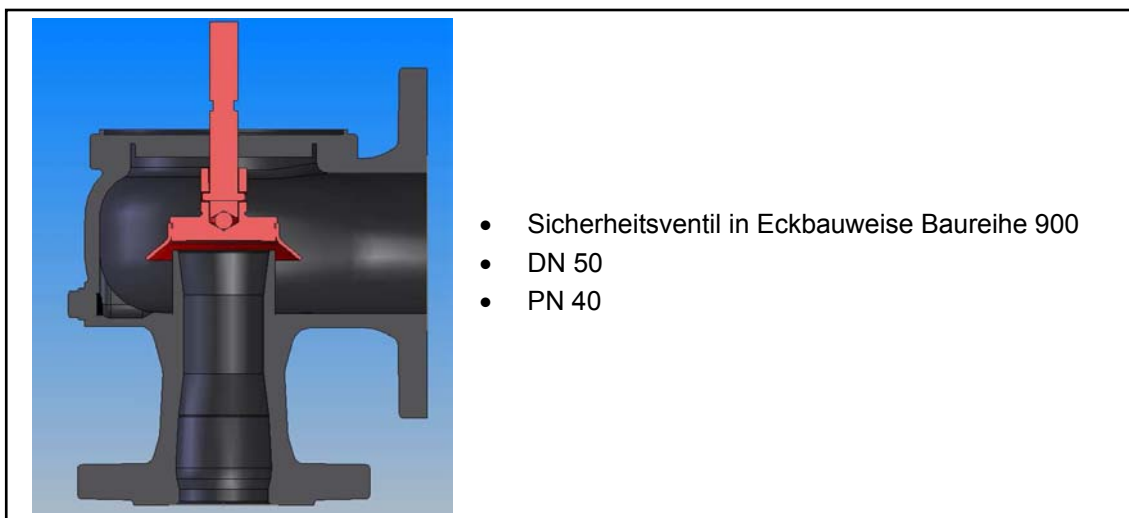
**Abbildung 5-6: Durchgangsventil mit Spannsitz und untersuchten Kegeln**

	EFD	CFD
V-Port-Kegel	15 mm, 20 mm, 25 mm, 30 mm	20 mm, 25 mm, 30 mm
Schaltkegel	5 mm, 10 mm, 15 mm	5 mm, 10 mm, 15 mm
Parabolkegel	15 mm, 20 mm, 25 mm, 30 mm	15 mm, 20 mm, 25 mm, 30 mm

**Tabelle 5-2: Hubstellungen der numerischen Modelle, Durchgangsventil 2**

### 5.3 Sicherheitsarmatur

Die Sicherheitsarmatur in Eckbauweise wurde nur numerisch untersucht. Das CAD Modell wurde auf Basis eines Zeichnungssatzes der Firma ARI-Armaturen GmbH & Co. KG [44] erstellt. Neben dem Zeichnungssatz waren iges, step und parasolid Modelle der Armatur für die Umsetzung in Solidworks hilfreich. Grundspezifikationen der Sicherheitsarmatur sind in Abbildung 5-7 stichpunktartig aufgeführt:



**Abbildung 5-7: CAD-Modell der Sicherheitsarmatur ohne Federhaube und Feder**

Es wurden numerische Modelle für die Hubstellungen 2 mm, 5 mm und 10 mm generiert.

## 6 Numerische Strömungsberechnung im Vergleich zum Experiment

In den folgenden Unterkapiteln werden jeweils die experimentellen Ergebnisse mit den numerischen verglichen und bewertet. Im Anschluss daran wird in jedem Unterkapitel problemspezifisch auf die verwendeten numerischen Modelle eingegangen. Die beschriebenen CFD-Modelle beziehen sich dabei auf die Berechnungen mit dem CFD-Code Fluent und die beschriebenen EFD-Modell auf die Berechnungen mit dem EFD-Code FloWorks.

### 6.1 Ventilkennwerte

Als typischer Ventilkennwert wurde der  $K_v$ -Wert sowohl am Prüfstand Luft als auch am Prüfstand Wasser experimentell bestimmt und in Kennlinienform mit den numerisch ermittelten  $K_v$ -Werten verglichen. Als zweite Kenngröße wird in diesem Unterkapitel der  $x_{FZ}$ -Wert am Beispiel des Parabolkegels numerisch bestimmt und ebenfalls mit experimentellen Daten verglichen.

#### 6.1.1 $K_v$ -Wert

Die in Luft und Wasser bestimmten  $K_v$ -Werte unterschieden sich nur minimal voneinander (Anhang 1). Der maximale relative Fehler liegt dabei bei 5%. Da Parabol- und V-Port-Kegel in beiden Durchgangsventilen zum Einsatz kamen, konnte gezeigt werden, dass die Art der Sitzbefestigung, mit einem maximalen relativen Fehler von 2%, nur einen geringen Einfluss auf den experimentell ermittelten  $K_v$ -Wert hat (Anhang 2). Eine vergleichende Berechnung mit FloWorks hat ebenfalls gezeigt, dass die Art der Sitzbefestigung keinen Einfluss auf den berechneten  $K_v$ -Wert hat (Anhang 3). In diesem Fall lag der maximale relative Fehler bei unter 2%. Resultierend aus diesen Erkenntnissen erfolgt die Gegenüberstellung der experimentellen und numerischen Ergebnisse an dieser Stelle unabhängig von der Art der Sitzbefestigung.

Abbildung 6-1 zeigt die experimentell ermittelten  $K_v$ -Werte, welche zur Validierung der numerisch bestimmten herangezogen wurden.

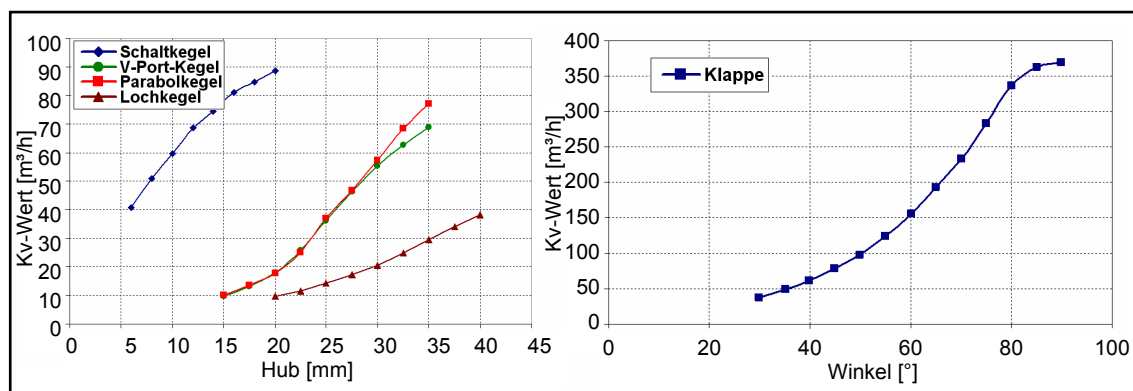
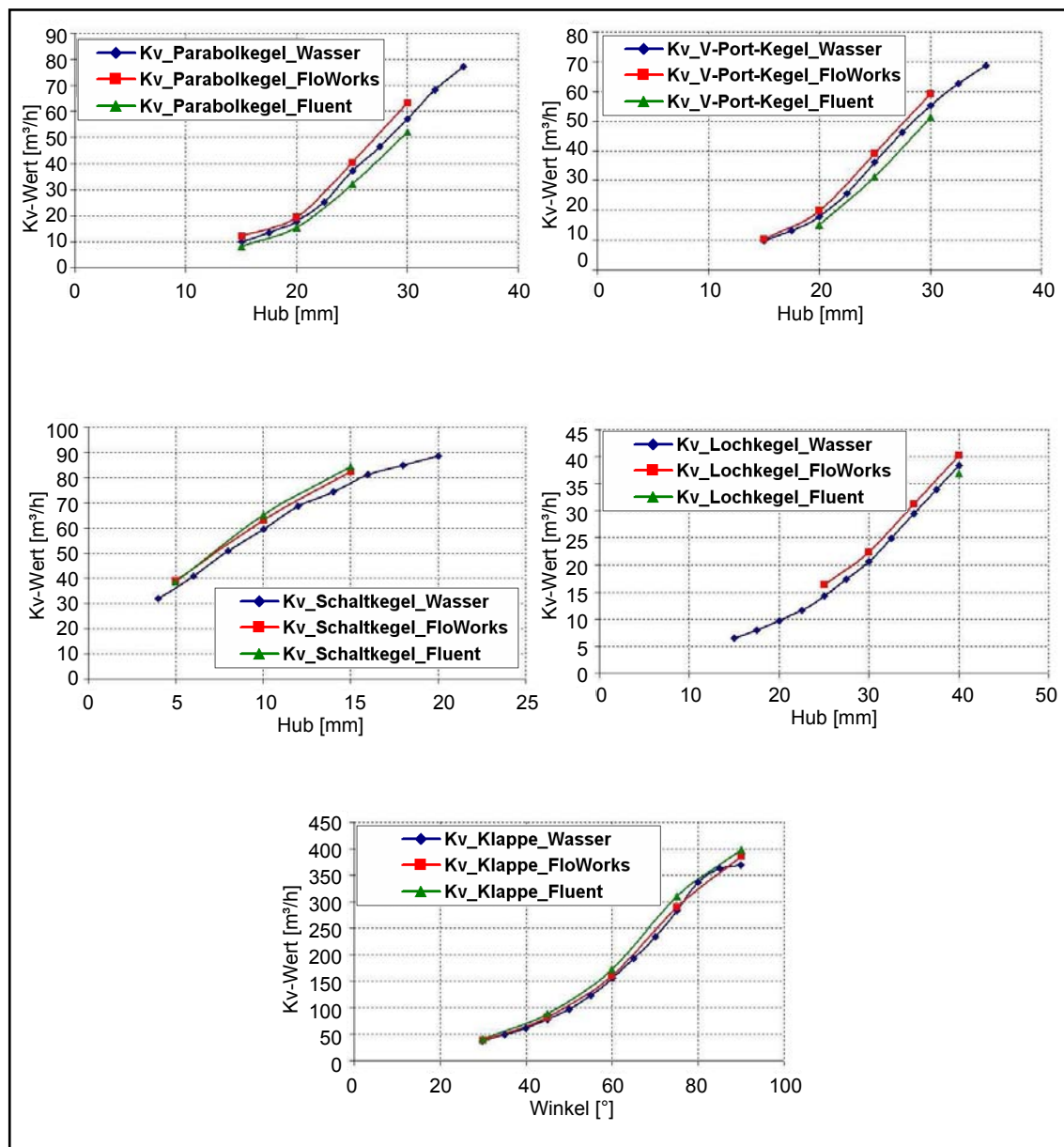


Abbildung 6-1: Experimentell bestimmte  $K_v$ -Werte

Die Berechnung der  $K_v$ -Werte der Simulationen gestaltet sich analog der experimentellen  $K_v$ -Wert Bestimmung, mit dem Unterschied, dass anstatt der Messwerte Ergebnisse aus den Strömungssimulationen verwendet wurden. Als Rechenmodell der nachfolgend gezeigten Ergebnisse kamen für die EFD-Berechnungen die in Kapitel 5 vorgestellten 3D-CAD-Modelle zum Einsatz. Die CFD Berechnungen basieren auf Fluidvolumen, die aus den 3D-CAD Modellen abgeleitetet wurden. Vor der Vernetzung in Gambit wurden diese manuell bereinigt. Die mittels der beiden Codes berechneten  $K_v$ -Werte wurden mit den experimentell ermittelten verglichen. Da die Simulationen in diesem Fall mit dem Fluid Wasser durchgeführt wurden, bezieht sich der folgende Vergleich in Abbildung 6-2 auf die mit Wasser gemessenen  $K_v$ -Werte. Vergleiche für die am Prüfstand Luft ermittelten  $K_v$ -Werte sind Anhang 4 zu entnehmen.



**Abbildung 6-2: Vergleich  $K_v$ -Werte (Simulation mit Wasser)**

Die  $K_v$ -Werte konnten unabhängig vom Code mit guter Genauigkeit simuliert werden. Die größte Abweichungen traten dabei im Fall des Parabol- und des V-Port-Kegels bei

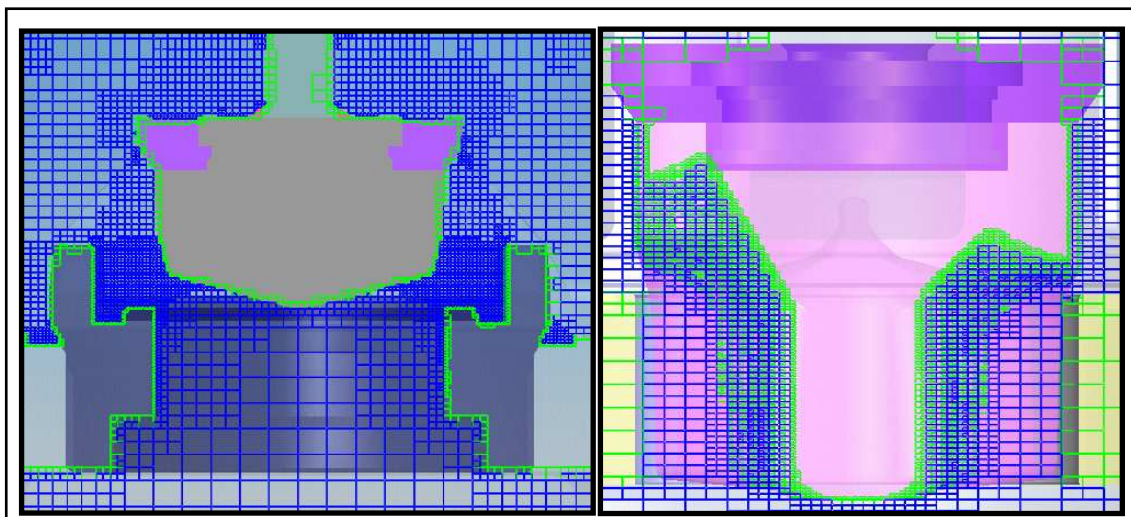
großen Hubstellungen auf. Die maximale relative Abweichung lag hierbei für beide Codes bei ca. 9%.

Die in Abbildung 6-2 dargestellten numerisch bestimmten  $K_v$ -Werte wurden mit den nachfolgend beschriebenen EFD-Modell (FloWorks) und CFD-Modell 1 (Fluent) berechnet.

#### **EFD-Modell:**

Die Baugruppen der 3D-CAD Modelle wurden um eine Eintritts- und Austrittsleitung erweitert. Die Eintrittsleitung hat dabei eine Länge von 1000 mm und die Austrittsleitung von 800 mm. Für die Simulationen mit FloWorks wurde im manuellen Modus für jede Kegelkonfiguration ein neues Projekt erstellt. Die Grundeinstellungen waren dabei in allen Projekten gleich. Es handelt sich um ein internes Strömungsproblem mit Wasser als Fluid, wobei die Wände als adiabatisch angesehen werden. Die maximale Strömungsgeschwindigkeit und der minimale Druck im Strömungsgebiet wurden als *goals* definiert. Sobald beide Größen konvergiert haben, wird die Rechnung beendet. Die Einstellungen für die Beurteilung, wann dieser Zustand erreicht ist, wurden der in FloWorks implementierten Automatik überlassen. Für jeden Hubwert wurde das Projekt mit dem entsprechenden Kegel kopiert und anschließend der Hub angepasst, so dass jedes Projekt einer Kegelkonfiguration die gleichen Grundeinstellungen besitzt. Allen Projekten gemeinsam sind die Randbedingungen. Am Eintritt wurde ein statischer Druck und am Austritt ein austretender Massenstrom vorgegeben. Diese Größen wurden armatur- und hubabhängig angepasst. Vergleichsrechnungen haben gezeigt, dass ein Vertauschen der Randbedingungen problemlos möglich ist.

Das *Basic Mesh* war mit 130 Zellen in x-Richtung und jeweils 50 Zellen in y,z-Richtung für alle Kegelkonfigurationen gleich. An der jeweiligen Kegeloberfläche ist ein *Local Initial Mesh* definiert, dass zu einer Verfeinerung des Netzes im Kegelbereich führt. Zwei resultierende Gitter im Kegelbereich zeigt Abbildung 6-3.



**Abbildung 6-3: FloWorks Gitter Parabol, V-Port-Kegel**

Bedingt durch die unterschiedlichen Kegelgeometrien und Hubstellungen erzeugt der Solver trotz gleicher Einstellungen Netze mit unterschiedlichen Zellenzahlen. Durch

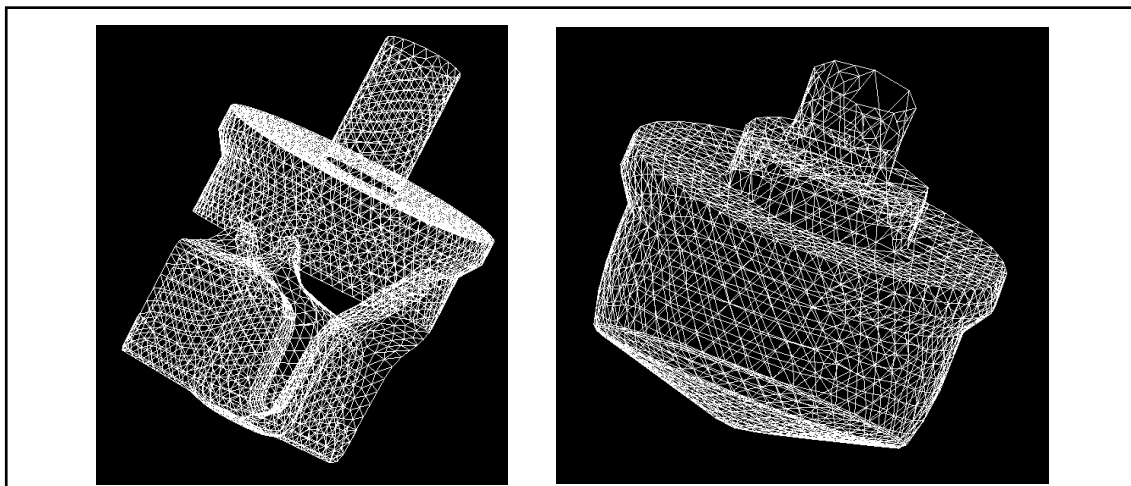


unterschiedliche Anzahl von Iterationen bis zum Erzielen einer konvergenten Lösung variiert die Rechendauer abhängig von Kegel und Hub zum Teil erheblich. Die Rechnungen wurden mit Rechner 1 mit folgendem Rechenaufwand durchgeführt.

- Gitterzellen (Fluid- und Partialzellen): 80000 - 150000
- Arbeitsspeicher: 500 MB – 700 MB
- Rechendauer: 3 – 14 h

#### **CFD-Modell 1:**

Bei einer CFD Berechnung ist die Gittergenerierung oftmals der zeitintensivste Arbeitsschritt, vor allem wenn eine Nachbearbeitung des importierten Fluidvolumens notwendig ist. Um dies zu vermeiden, sollte das zu importierende Fluidvolumen so einfach wie möglich gehalten werden. Da die Komplexität der Armaturen sehr hoch ist, wurden vor der Fluidvolumenerzeugung in SolidWorks vereinfachte CAD-Modell der Armaturen erstellt. So wurden der Spannkäfig und Details des Sitzes (Hutzen zum Einschrauben), Dichtelemente usw. nicht modelliert. In Abbildung 6-2 ist zu erkennen, dass der Lochkegel nur für den Hub 40 mm mit Fluent berechnet wurde. Dies liegt an der Komplexität des Lochkegels in Verbindung mit der Komplexität des Armaturengehäuses; es war damit nicht möglich, mit vertretbarem Aufwand weitere Hubstellungen zu simulieren. Nach dem Import in Gambit wurde das Fluidvolumen der Armatur um die Fluidvolumen der Ein- und Austrittsrohrleitung (1000 mm, 800 mm) ergänzt, so dass 3 Volumen zu vernetzen waren. Die Rohrleitungen wurden dabei automatisiert mit Hexaedern grob vernetzt. Die Vernetzung des Fluidvolumens der Armatur erfolgte unstrukturiert, dazu wurden vorab die Flächen des Kegels und des Sitzes fein mit Dreieckszellen vernetzt (*Spacing (interval size):2*). Abbildung 6-4 zeigt das Oberflächengitter des V-Port- und Parabolkegels.



**Abbildung 6-4: Oberflächengitter V-Port- und Parabolkegel**

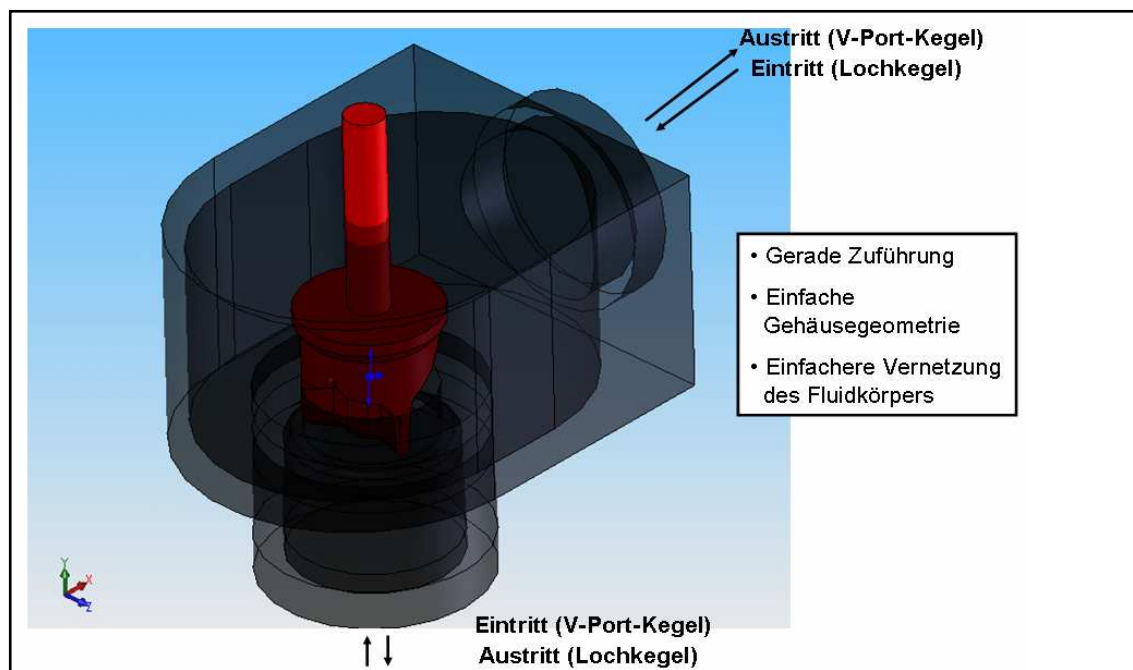
Die Zeit für die Gittergenerierung konnte so auf ein Minimum beschränkt werden. In Gambit wurden noch die Randbedingungen festgelegt. Am Eintritt wurde ein Massenstrom und am Austritt ein statischer Druck vorgegeben. Das Modell der Klappe ist vergleichsweise einfach, besteht aber analog zu den Modellen des Durchgangsventils ebenfalls aus den oben beschriebenen drei Fluidvolumen und wurde auf Basis der gleichen Einstellungen vernetzt. Die Berechnung wurde stationär

mit einem Diskretisierungsschema 1. Ordnung. durchgeführt. Rechnungen mit Verfahren höherer Ordnung zeigten keinen Einfluss auf den berechneten  $K_V$ -Wert. Als Turbulenzmodell wurden das realizable k- $\epsilon$  und das k- $\omega$  SST [49], [50] variiert, auch hier zeigte sich kein Einfluss auf den berechneten  $K_V$ -Wert. Für die Berechnung des V-Port- und Lochkegels wurde die Konvergenz beschleunigt, indem man die Rechnung laminar startete und das Turbulenzmodell erst nach ca. 300 Iterationen aktivierte. Zur Anpassung der  $y^+$ -Werte wurde für alle Modelle eine entsprechende Netzverfeinerung durchgeführt. Die Rechnungen wurden mit Rechner 1 mit folgendem Rechenaufwand durchgeführt.

- Gitterzellen: 500000 - 1000000
- Arbeitsspeicher: 500 MB – 900 MB
- Rechendauer: 3 – 24 h

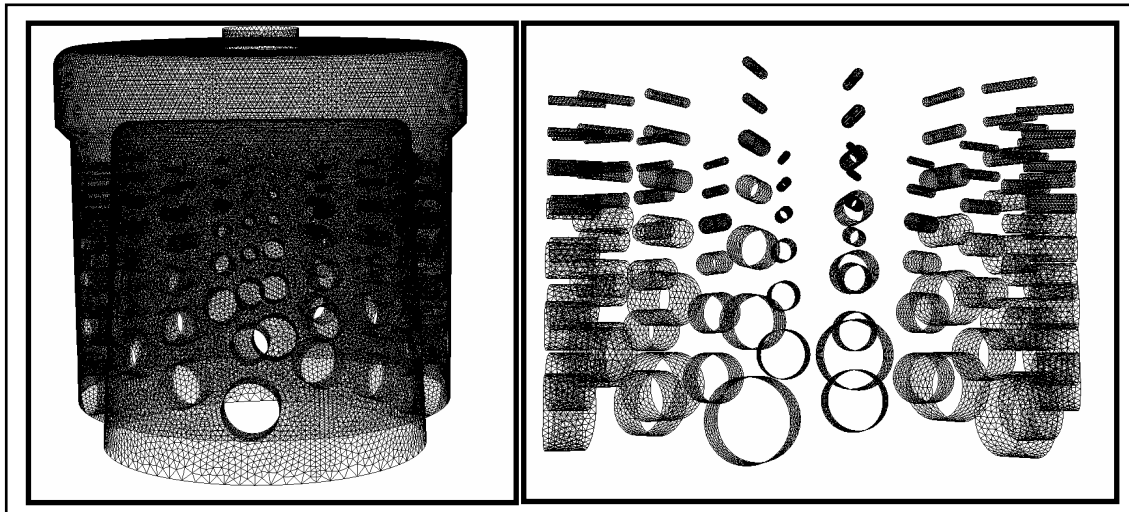
### CFD-Modell 2:

Die Komplexität des Lochkegels macht ein vereinfachtes 3D-Modell zur Berechnung notwendig. Dazu wurde ein neues, einfaches Ventilgehäuse konstruiert. Der untere Gehäusetopf wurde entfernt und eine zum Sitz konzentrische Rohrleitung realisiert. Der obere Gehäusetopf wurde volumengleich zum „Original“ stark vereinfacht aufgebaut. Neben dem Lochkegel wurden Rechnungen mit dem V-Port-Kegel durchgeführt, wobei die Strömungsrichtung zu beachten ist. Aus dem CAD-Modell (Abbildung 6-5) wurden in bekannter Weise die Fluidvolumen generiert und in Gambit vernetzt.



**Abbildung 6-5: Vereinfachte Ventilgeometrie**

Das neue Modell erlaubte nun eine wesentlich feinere Vernetzung des Lochkegels. Im Gegensatz zum oben beschriebenen CFD-Modell 1 konnten alle Löcher des Lochkegels ( $\varnothing_{\min}=1,3$  mm) vernetzt werden. Abbildung 6-6 zeigt zum einen das Oberflächengitter des gesamten Kegels und zum anderen als Detail das Oberflächengitter der Lochkegelbohrungen.

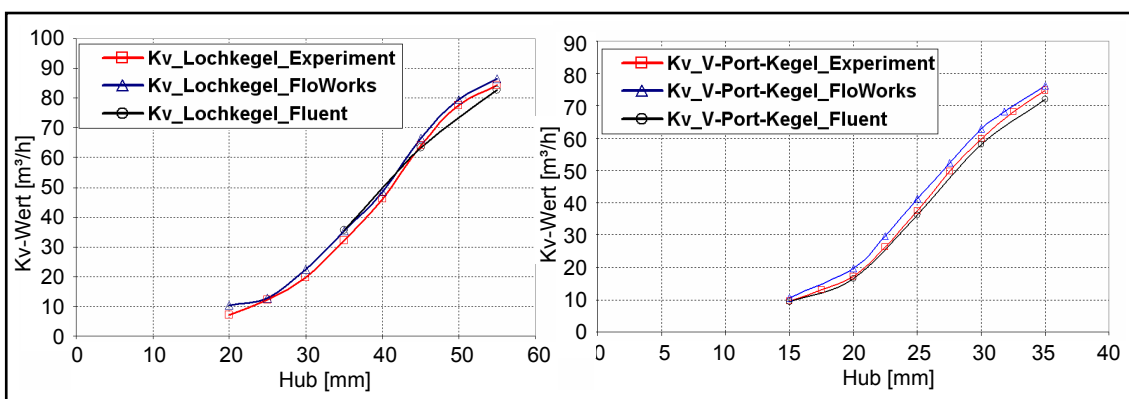


**Abbildung 6-6: Oberflächengitter Lochkegel**

Die sonstigen Einstellungen der Rechnung erfolgten analog zu den Einstellungen des CFD-Modell 1. Die Rechnungen wurden mit Rechner 2 mit folgendem Rechenaufwand durchgeführt:

- Gitterzellen: 1100000
- Arbeitsspeicher: 920 MB
- Rechendauer: ca. 7 h

Wie Abbildung 6-7 zu entnehmen ist, rechtfertigen die Simulationsergebnisse die vorgenommenen Vereinfachungen. Auch die Berechnungen des V-Port-Kegels zeigten ein deutlich besseres Konvergenzverhalten. Es ist zu beachten, dass durch fehlende Stützstellen (z.B. Lochkegel: 50 mm) die Verläufe der Fluentberechnungen vom Experiment abweichen.



**Abbildung 6-7: Kv-Werte Loch- und V-Port-Kegel aus vereinfachter 3D-Geometrie**

Zusammenfassend kann über die Vor- und Nachteile der vereinfachten 3D-Geometrie Folgendes gesagt werden:



#### Vorteile:

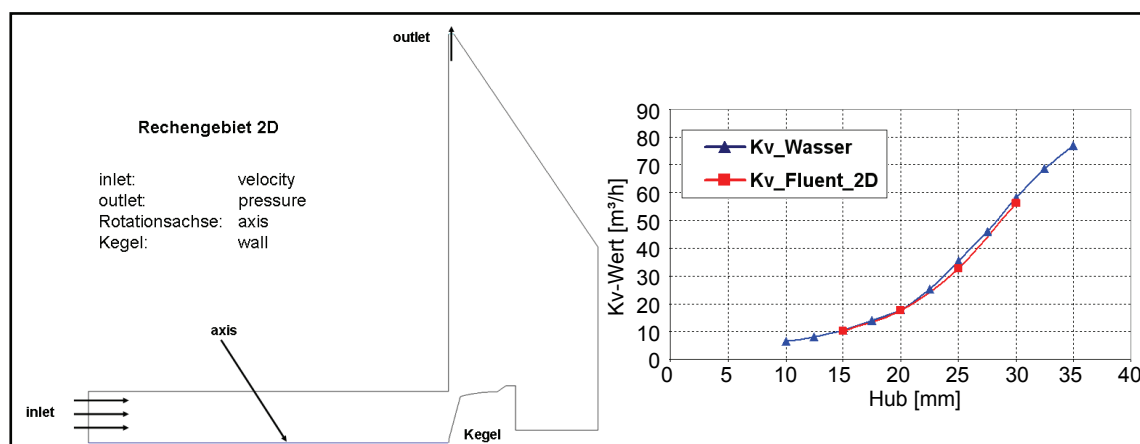
- Verkürzung der Rechenzeit um min. 50 %
- Feinere Vernetzung der Kegel möglich (Notwendigkeit zur Vernetzung des Lochkegels)
- Deutlich stabileres Konvergenzverhalten
- Simulation kleiner Hubstellungen möglich

#### Nachteile:

- Zusätzlicher Modellierungsaufwand
- Strömungsvorgänge, die aus der Originalkontur resultieren, werden nicht berücksichtigt

#### CFD-Modell 3:

Die deutlichste Vereinfachung, die man durchführen kann, ist die Reduzierung eines 3D-Modells auf ein 2D-Modell (Abbildung 6-8). Dies wurde im vorliegenden Fall für die rotationssymmetrischen Kegel getan. Das Rechengebiet reduziert sich dabei auf eine idealisierte rotationssymmetrische Abbildung der Ventilgeometrie. Die Zuströmung erfolgt über eine dem Sitzdurchmesser ( $\varnothing_{\text{Sitz}}=63 \text{ mm}$ ) entsprechenden Rohrleitung. Die Kegelkontur entspricht der Originalgeometrie. Das Gehäuseoberteil wird rotationssymmetrisch angenommen, sodass, entgegen der Originalgeometrie, die Abströmung voll symmetrisch erfolgt. Das sich durch Rotation um die Achse (*axis*) bildende Volumen ist volumengleich dem Originalvolumen. Die sich durch diese Rotation bildende Austrittsfläche entspricht der Fläche eines DN 80 Rohres. Die Vernetzung erfolgt in Gambit im Fall des Parabolkegels unstrukturiert und im Fall des Schaltkegels strukturiert (Anhang 5). In Fluent wird ein 2D-Solver verwendet. Alle weiteren Einstellungen erfolgen wie bekannt. Die Rechenzeit verkürzt sich deutlich, im Fall des Rechners 1 auf ca. 20 min. Wie ebenfalls der Abbildung 6-8 zu entnehmen ist, werden sehr gute Übereinstimmungen mit den experimentell bestimmten  $K_v$ -Werten erzielt. Dies ist auf die feinere Auflösung des engsten Querschnittes zurückzuführen. Die maximale relative Abweichung liegt bei 2%.



**Abbildung 6-8: Rechengebiet 2D und damit berechnete  $K_v$ -Werte Parabolkegel**

Im Nachfolgenden wird bei Bedarf auf die hier beschriebenen Modelle (CFD-Modell 1-3) verwiesen.

### 6.1.2 $x_{FZ}$ -Bestimmung

Als notwendige Bedingung für das Einsetzen von Kavitation gilt, dass der lokale Minimaldruck in der Armatur den Dampfdruck unterschreiten muss. In der Praxis kommt es z.B. auf Grund eines niedrigen Keimgehaltes des Wassers vor, dass der Dampfdruck lokal unterschritten wird, ohne dass es zum Verdampfen des Wassers kommt (vergleichbar mit dem Siedeverzug von Wasser). Das heißt, dass sich der  $x_{FZ}$ -Wert in Abhängigkeit des Luftgehaltes des Wassers verschieben kann. Experimentelle Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit (Abbildung 6-9) haben genau dieses bestätigt.

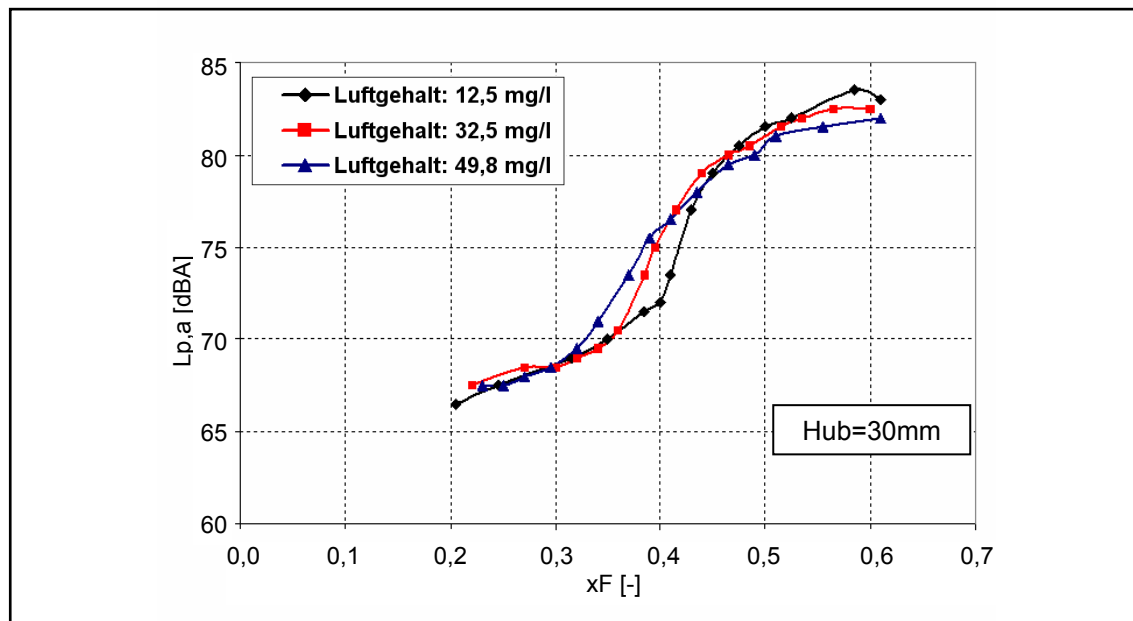
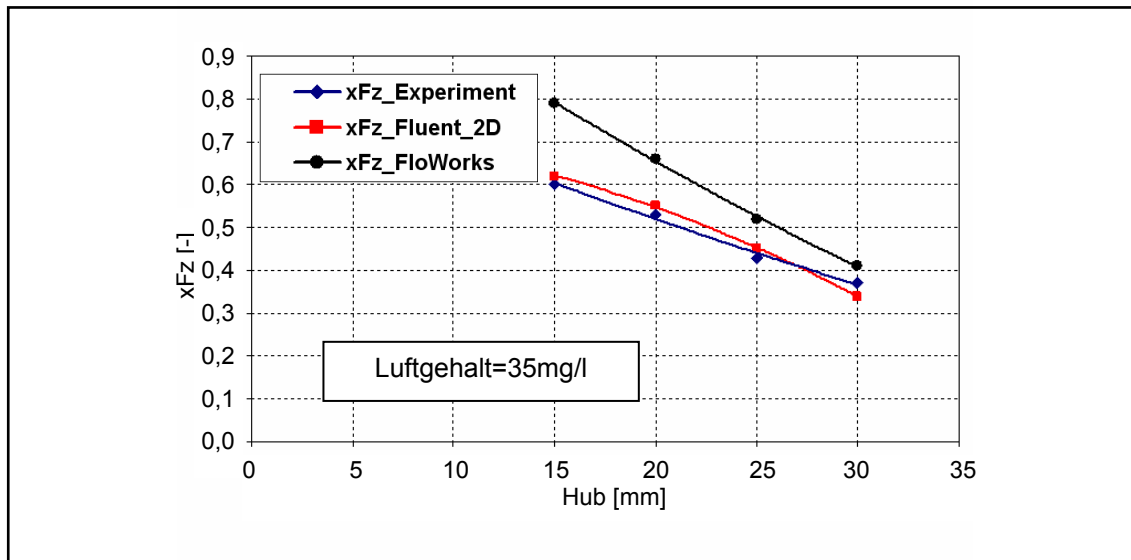


Abbildung 6-9: Einfluss des Luftgehaltes des Wassers auf den  $x_{FZ}$ -Wert

Das Kriterium für das Einsetzen von Kavitation bei einer numerischen Strömungssimulation ohne Kavitationsmodell kann, da die Einflüsse der Wasserqualität nicht berücksichtigt werden können, lediglich die Dampfdruckunterschreitung eines lokalen Minimaldruckes sein. An dieser Stelle wird nur auf Ergebnisse mit dem Durchgangsventil 1 mit Parabolkegel eingegangen. Für die anderen Ventilbauformen erfolgt eine ähnliche Untersuchung in Kapitel 6.5.1.

In Abbildung 6-10 sieht man, dass der experimentell bestimmte  $x_{FZ}$ -Wert für einen prüfstandstypischen Luftgehalt von 35 mg/l mit dem mit Fluent berechneten recht gut übereinstimmt. Der mittels FloWorks berechnete  $x_{FZ}$ -Wert weicht mit kleiner werdendem Hub zunehmend vom experimentell bestimmten Wert ab. Je größer der  $x_{FZ}$ -Wert wird, desto „kavitationsunanfälliger“ wird die Armatur. Übertragen auf die Ergebnisse der numerischen Berechnung bedeutet das, dass eine größere Druckdifferenz zwischen Eintritt und Austritt der Armatur notwendig ist, um lokal den Dampfdruck der Flüssigkeit zu unterschreiten.



**Abbildung 6-10: Vergleich  $x_{Fz}$ -Wert Parabolkegel Durchgangsventil 1**

#### **EFD-Modell:**

Die für die in Abbildung 6-10 dargestellten Ergebnisse des EFD-Codes FloWorks verwendeten Rechenmodelle des Durchgangsventils mit Parabolkegel für die Hubstellungen 15 mm, 20 mm, 25 mm und 30 mm sind identisch mit den in Kapitel 6.1.1. beschriebenen Rechenmodellen zur Bestimmung des  $K_V$ -Werts. Auch die Grundeinstellungen für die Gittergenerierung wurden beibehalten. Als Randbedingungen wurde am Eintritt der Eintrittsdruck ( $p_E = 6\text{bar}$ ) und am Austritt ein austretender Massenstrom vorgegeben. Durch sukzessive Erhöhung des Massenstroms wurden unterschiedliche  $x_F$ -Werte simuliert. Alternativ wurde die für inkompressible Medien eher ungeeignete Vorgabe zweier Drücke als Randbedingungen untersucht. Die Konvergenzzeit stieg dabei stark an, die Ergebnisse änderten sich allerdings nicht. Als weitere Änderung wurden der Kegel-Sitz-Bereich und somit der Ort des lokalen Minimaldrucks durch eine automatisierte Netzverfeinerung besser aufgelöst. Die Rechnungen wurden mit Rechner 1 durchgeführt.

- Gitterzellen (Fluid- und Partialzellen): 100000 - 190000
- Arbeitsspeicher: 700 MB – 1000 MB
- Rechendauer: 6 – 18 h

#### **CFD-Modell:**

Die Rechnungen mit Fluent wurden mit dem in Kapitel 6.1.1 beschriebenen 2D-Gitter (CFD-Modell 3) durchgeführt. Für die Vorgabe der Randbedingungen gab es drei Möglichkeiten. Zum einen konnten der Massenstrom am Eintritt und der statische Druck am Austritt definiert werden. Das heißt, der Massenstrom musste zur Erfüllung eines konstanten Eintrittsdruckes von  $p_E = 6\text{ bar}$  iterativ angepasst werden. Eine Vorgabe eines Druckes am Eintritt und eines Massenstroms am Austritt, wie dies bei FloWorks möglich ist, ist bei Fluent nicht vorgesehen. Eine weitere Möglichkeit ist die Vorgabe zweier Drücke, was in Fluent aber nur zum Erfolg geführt hat, wenn zusätzlich ein so genannter Zielmassenstrom (*target massflow*) definiert wurde. Zeigt die

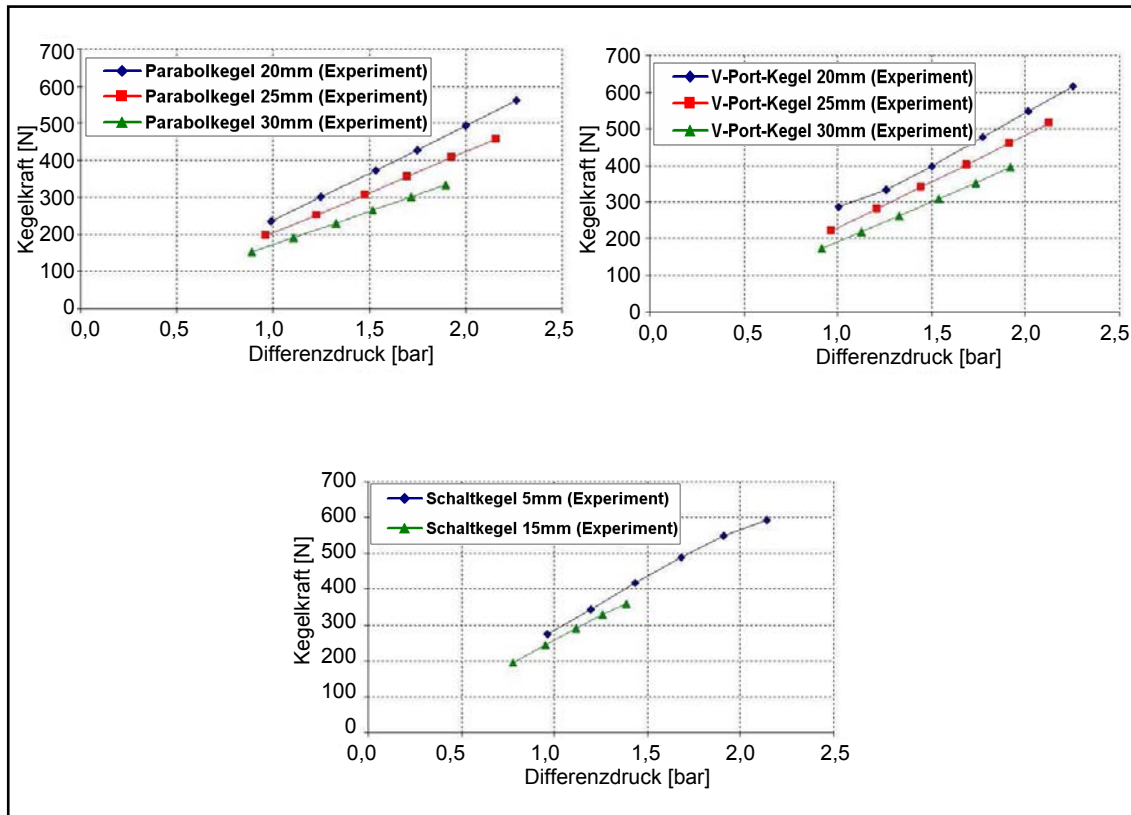
Rechnung konvergentes Verhalten, so wurde die *target massflow* funktion deaktiviert und die Rechnung wieder gestartet. Mit Rechner 1 konnte so jeder einzelne  $x_{Fz}$ -Wert in ca. 40 min berechnet werden.

## **6.2 Kräfte**

Im Bereich der Industriearmaturen spielen die auftretenden Kegelkräfte für die sichere Funktion eine entscheidende Rolle. Dies betrifft sowohl die Festigkeitsauslegung wie auch die Auslegung des Antriebes, der die Aufgabe hat, den Kegel betriebspunktunabhängig exakt zu positionieren. Im Falle der Sicherheitsventile ist die Kenntnis über die auftretenden Strömungskräfte für einen störungsfreien Betrieb im Notfall ausschlaggebend. Bislang werden die Kräfte in Form von aufwändigen Versuchsreihen bestimmt. Ein Wunsch der Armaturenindustrie ist, die auftretenden Kegelkräfte mittels numerischer Strömungssimulationen zu berechnen, um somit zumindest einen Teil der kostenintensiven experimentellen Untersuchungen einzusparen. Kann man diese hinreichend genau berechnen, erhält man nicht nur Informationen bezüglich der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten axial auf den Kegel wirkenden Kraft, sondern kann sich die auftretende Kraft an jeder Fläche der Armatur für jede Raumrichtung bestimmen lassen.

### **6.2.1 Kegelkräfte Regelarmaturen**

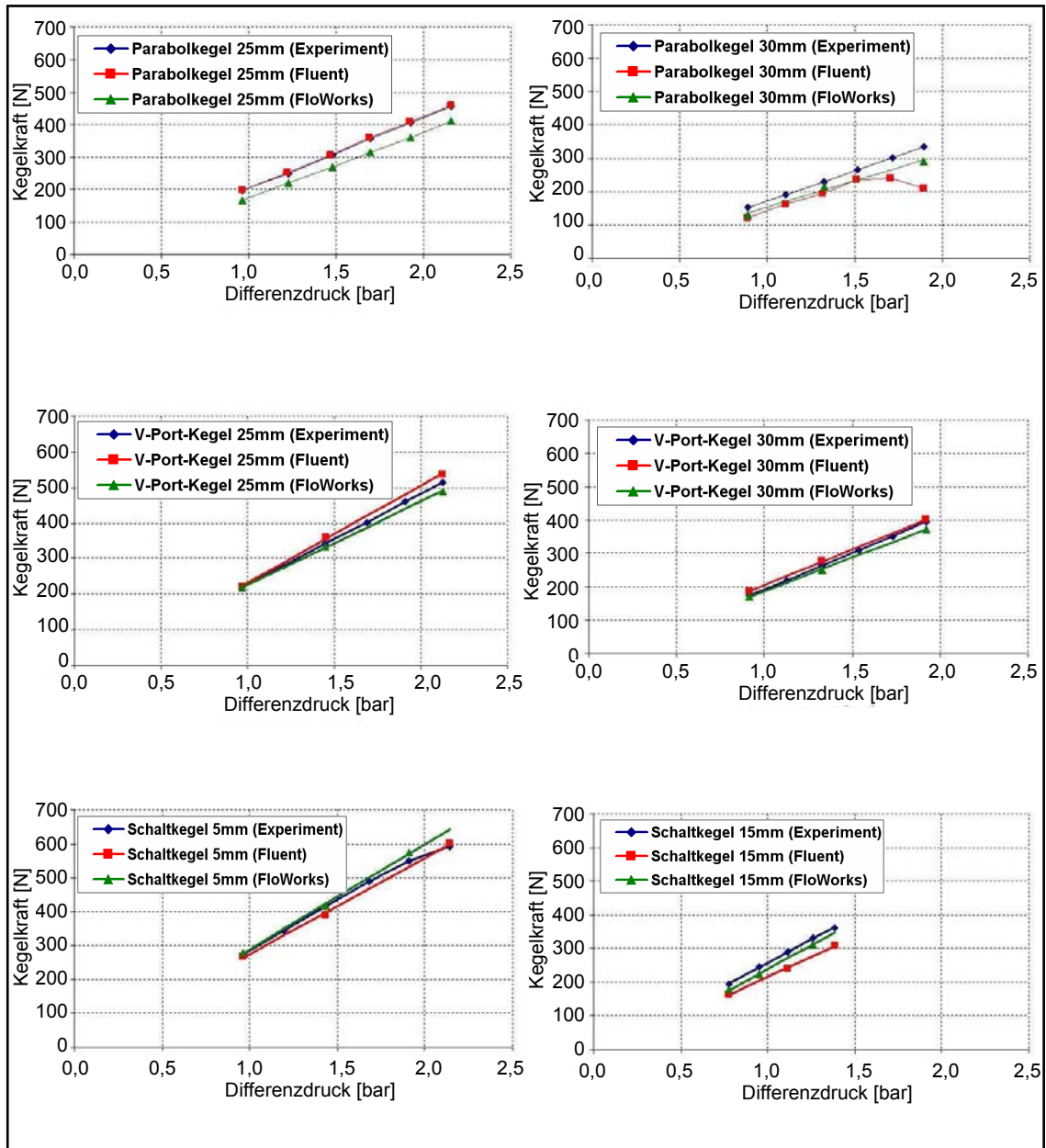
Die Kraft, die sich messtechnisch am einfachsten bestimmen lässt, ist die Kraft, die axial auf den Stellkörper wirkt. Die Kraft wird dabei mittels eines Kraftaufnehmers, der zwischen Kegelstange und Spindel eingebaut ist, gemessen. Die Untersuchungen erfolgten sowohl in Luft als auch in Wasser. Zur Erfassung der Kennlinien wurden Messungen bei variablem Differenzdruck und unterschiedlichen Hubstellungen durchgeführt. Wegen der anderen Einbauverhältnisse und der umgekehrten Durchströmung wurden am Lochkegel keine Messungen vorgenommen. Zur Prüfung der Reproduzierbarkeit wurde jede Kennlinie 3-mal aufgenommen, zwischen den Messungen wurde der Prüfstand heruntergefahren und der Messpunkt neu angefahren. Da keine Abhängigkeit von der Art der Sitzbefestigung festzustellen war, erfolgt keine weitere Differenzierung des Durchgangsventils. Trägt man die gemessene Kegelkraft über dem wirkenden Differenzdruck auf, so erhält man die verschiedenen Kraftkennlinien. Die exemplarisch in Abbildung 6-11 gezeigten Kennlinien wurden am Luftprüfstand erfasst.



**Abbildung 6-11: Experimentell bestimmte Kegelkräfte Prüfstand Luft**

Im Falle der numerischen Berechnung lässt man sich, als Funktion des *Postprocessing*, die auf die umströmten Flächen wirkenden Kräfte für die Hauptkoordinatenachsen ausgeben. In FloWorks hat man die Möglichkeit, nach der Berechnung beliebige Flächen auszuwählen und sich die Kraft anzeigen zu lassen. In Fluent müssen hingegen schon während des *Preprocessings* in Gambit die Flächen, die den Kegel, die Kegelstange, den Sitz bilden usw. als *wall* definiert werden. Im *Postprocessing* können diese dann ausgewählt und analysiert werden.

Es folgt zunächst eine Gegenüberstellung der mit Luft durchgeführten Versuche und Simulationen (Abbildung 6-12). Es kann festgehalten werden, dass Fluent im Vergleich zu FloWorks die Kräfte bei geringerem Gesamtaufwand deutlich genauer berechnet. Im Fall des Parabol- und Schaltkegels wurden die Kräfte für den kleineren Hub von Fluent deutlich genauer berechnet. Der maximale relative Fehler der Fluentberechnung liegt dabei bei ca. 4 %, der der FloWorks Berechnung bei ca. 25 %. Größere Abweichungen zeigen sich für die größere Hubstellung. In diesem Fall liegt der maximale relative Fehler der Fluentberechnung bei ca. 17% und von FloWorks bei ca. 15 %. Für den Parabolkegel konnte bei einem von Hub = 30 mm und Differenzdrücken von 1,7 bar und 1,9 bar mit Fluent keine konvergente Lösung erzielt werden. Die daraus resultierende starke Abweichung der mit Fluent berechneten von der experimentell bestimmten Kegelkraft wurde in diesem Vergleich nicht berücksichtigt. Für die Kräfte am V-Port-Kegel ergeben sich bei größeren Differenzdrücken stärkere Abweichungen. Dass die Ergebnisse für den Hub=30 mm in diesem Fall besser werden, lässt sich mit den daraus resultierenden größeren Strömungsquerschnitten begründen, die durch die Rechenmodelle besser aufgelöst werden.



**Abbildung 6-12: Vergleich Kegelfräfte (Simulation mit Luft)**

Bei der Bewertung solcher Ergebnisse sollte man auch die experimentellen Ergebnisse kritisch hinterfragen. So fällt zum Beispiel auf, dass für die großen Hubstellungen der V-Port-Kegel, verglichen mit Parabol- und Schaltkegel, eine bessere Übereinstimmung mit den Simulationen zeigt. Im Gegensatz zu Parabol- und Schaltkegel ist der V-Port-Kegel im Sitz geführt, das heißt, die Querkräfte, die auf den Kraftaufnehmer wirken, sind verglichen mit den anderen Kegeln geringer und der V-Port-Kegel verschiebt sich, bedingt durch die Querkräfte, nicht aus seiner konzentrischen Lage zum Sitz. Das heißt, es kombiniert sich im Fall des Parabol- und des Schaltkegels der Messfehler durch die auf den Kraftaufnehmer wirkende Querkraft mit dem Modellierungsfehler der Rechenmodelle, die eine Kegelveschiebung nicht berücksichtigen. Der Querkrafteinfluss auf den Schaltkegel ist bei ungefähr gleicher Spindelkraft dabei durch eine stark unsymmetrische Druckverteilung deutlich größer als beim Parabolkegel

(Anhang 6). Berücksichtigt man den Messfehler durch die Querkraft, erhöhen sich die relativen Fehler zusätzlich. Wie groß die auf den Kraftaufnehmer wirkende Kraft aber letztendlich ist, kann nur durch einen zusätzlichen Aufnehmer bestimmt werden. Der Einfluss des Modellierungsfehlers ist schwer quantifizierbar.

Die maximal auftretenden Strömungskräfte am Prüfstand Wasser sind deutlich höher als die maximal auftretenden Strömungskräfte am Prüfstand Luft. Der Vergleich mit den Simulationen zeigt aber ein ähnliches Bild wie der Vergleich mit den in Luft durchgeführten Versuchen (Abbildung 6-13). Auch hier werden mit dem Code Fluent deutlich bessere Ergebnisse erzielt. Mit den in Kapitel 6.1.1 vorgestellten CFD-Modell 3, also dem 2D-Gitter, wurden für Parabol- und Schaltkegel zusätzliche Berechnungen durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass solche Vereinfachungen zu guten Ergebnissen mit einer maximalen relativen Abweichung von 4% führen, mit der Einschränkung, dass diese nur auf rotationssymmetrische Kegel anwendbar sind.

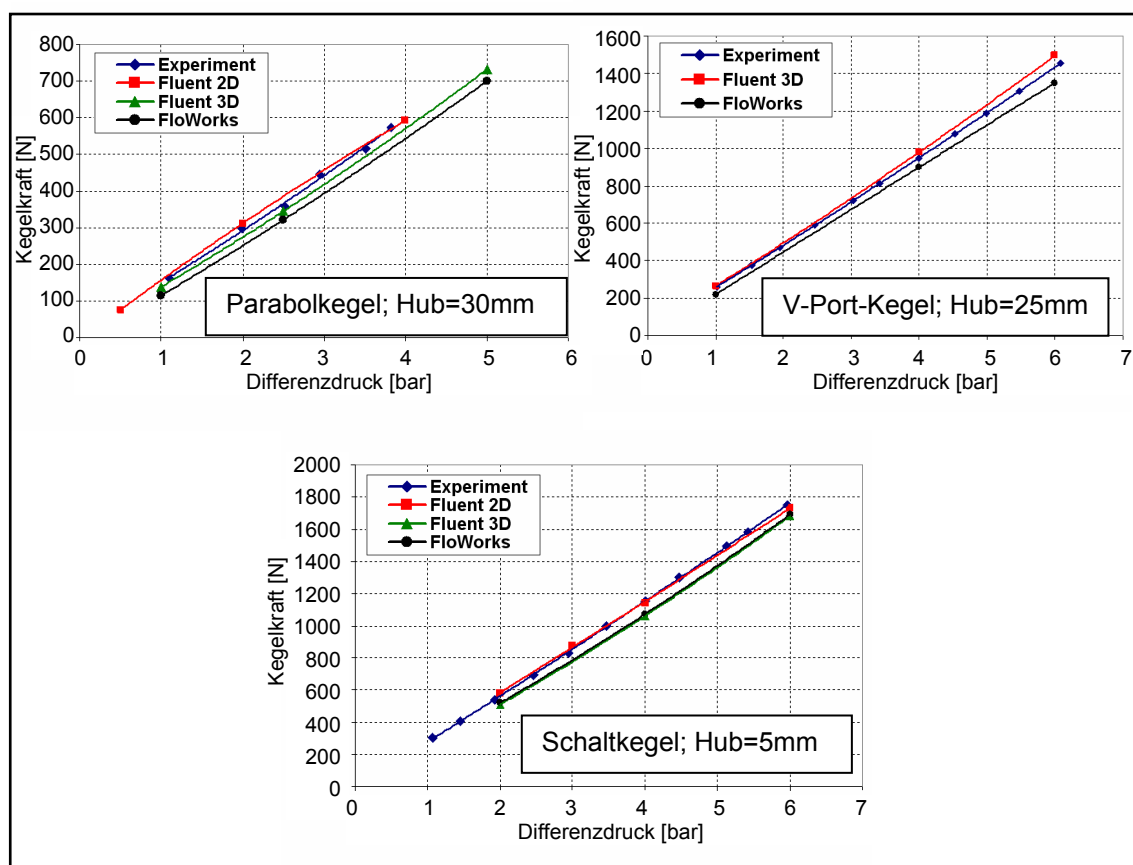


Abbildung 6-13: Vergleich Kegelfräfte (Simulation mit Wasser)

#### EFD-Modell:

Die Berechnung der Kegelfräfte in der oben dargestellten Güte war mit FloWorks ein langwieriger Prozess. Es konnte zunächst kein Zusammenhang zwischen Zellenanzahl sowie den gewählten Einstellungen hinsichtlich der Ergebnisse gefunden werden, so führte z.B. eine Gitterverfeinerung erst zu deutlich schlechteren Ergebnissen, um nach einer weiteren Verfeinerung diese zu verbessern. Letztendlich konnten aber Einstellungen gefunden werden, mit denen alle Berechnungen durchgeführt wurden und die zu den vorliegenden Ergebnissen führten. An dieser Stelle sei auf die



Berechnung der Kräfte der Sicherheitsventile verwiesen, die nach ähnlichen Problemen zu guten Ergebnissen geführt haben. Die Sicherheitsventile wurden mit FloWorks 2006 und anderen Voreinstellungen durchgeführt. Die Berechnung der Kegelkräfte der Durchgangsventile wurde noch mit FloWorks 2004 und 2005 durchgeführt, was durchaus Einfluss haben kann. Neue Rechnungen auf Basis der mit dem Sicherheitsventil gewonnenen Erfahrungen konnten im Rahmen dieser Arbeits zeitlich nicht mehr realisiert werden. Die Berechnungen in diesem Fall wurden auf Grundlage der in Kapitel 6.1.1 beschriebenen Rechenmodelle durchgeführt. Als *Goal* wurde aber noch zusätzlich die Kraft in axialer Kegelrichtung definiert, was letztendlich eine der wichtigsten Einstellungen darstellt. Hauptaugenmerk bei der Gittergenerierung wurde analog der  $x_{Fz}$ -Bestimmung auf eine feine Auflösung des Kegels gelegt. Das ist wichtig, da durch Integration der Druckwerte an diesen Oberflächen die Kraft bestimmt wird. Für alle weitere Einstellung sei an dieser Stelle auf das nachfolgende Kapitel verwiesen.

#### **CFD-Modell:**

Als CFD-Modelle kamen für die Berechnung der Kräfte die aus Kapitel 6.1.1 bekannten CFD-Modell 1 und CFD-Modell 2 zum Einsatz. Es muss bei den Berechnungen darauf geachtet werden, dass die  $y^+$ -Werte der Kegeloberflächen im für die Wandfunktion gültigen Bereich liegen. Die Art der Turbulenzmodellierung hat keinen Einfluss auf die Kegelkraft gezeigt, so dass die Berechnungen mit dem Standard  $k$ - $\epsilon$ -Modell durchgeführt wurden. Der Rechenaufwand ist vergleichbar mit dem der  $x_{Fz}$ -Bestimmung.

#### **6.2.2 Kegelkräfte Sicherheitsarmaturen**

Um die zuverlässige Funktion eines Sicherheitsventils zu gewährleisten, ist die exakte Kenntnis der auftretenden Kräfte unbedingt erforderlich. Die Sicherheitsarmatur wurde im Rahmen dieser Arbeit nur numerisch untersucht. Die zur Validierung notwendigen Messwerte wurden vom Hersteller der untersuchten Armatur zur Verfügung gestellt. Durch die langjährige Erfahrung in der Durchführung solcher Messungen können die in Kapitel 6.2.1 beschriebenen messtechnischen Unsicherheiten ausgeschlossen werden. Da eine dynamische numerische Simulation des Öffnungsvorgangs nur mit großem Aufwand möglich ist, wurden die Kegelkräfte bei den Hüben 2 mm, 5 mm und 10 mm simuliert und mit den zu den Hüben passenden experimentell bestimmten Kräften verglichen (Abbildung 6-14).

Fluent berechnet auch in diesem Fall die Kegelkräfte genauer, doch ist die Abweichung der FloWorks Berechnungen, verglichen mit den Kraftrechnungen der Durchgangsarmatur, deutlich geringer geworden. Der maximale relative Fehler für alle Fluentberechnungen liegt bei ca. 1,5 %. Der maximale Fehler der FloWorks Berechnungen liegt bei ca. 5 %. Es wurden mehrere FloWorks Gitter unterschiedlicher Zellenzahl untersucht; die in Abbildung 6-14 dargestellten Ergebnisse für die Gitter G4 und G5 resultieren aus dieser sukzessiven Gitterverfeinerung und haben die besten Ergebnisse erzielt. Auch die Genauigkeit der Fluentberechnungen ist verglichen mit den Kraftberechnungen der Durchgangsventile genauer geworden. Dies lässt sich auf das einfachere Modell der Sicherheitsarmatur zurückführen.



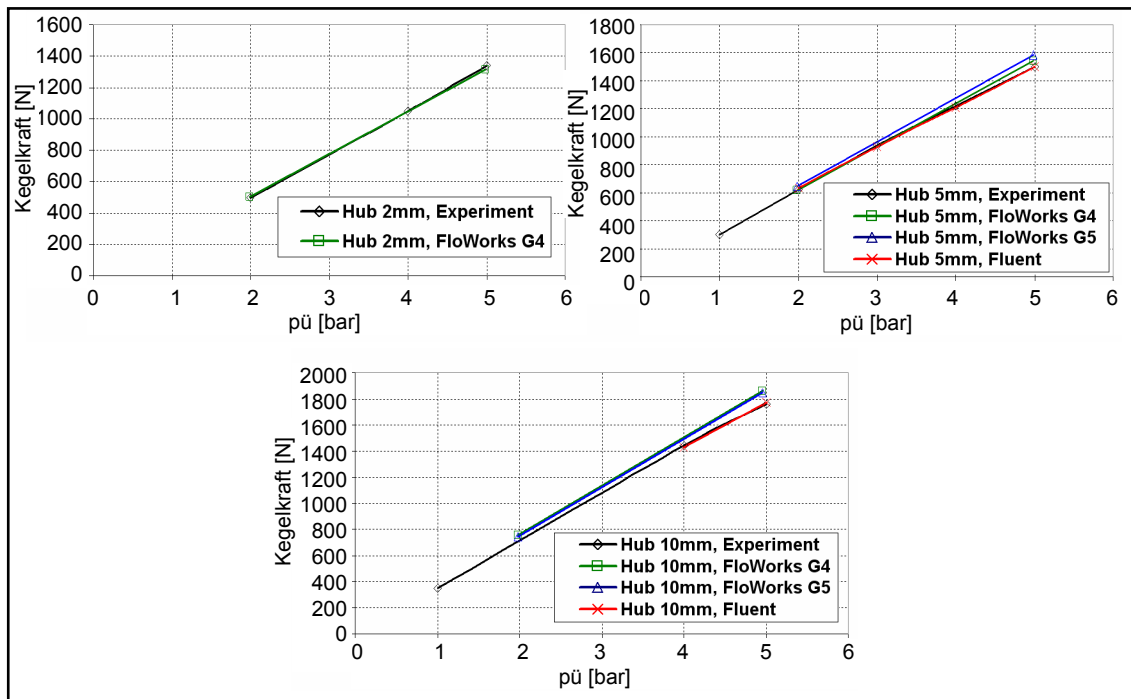


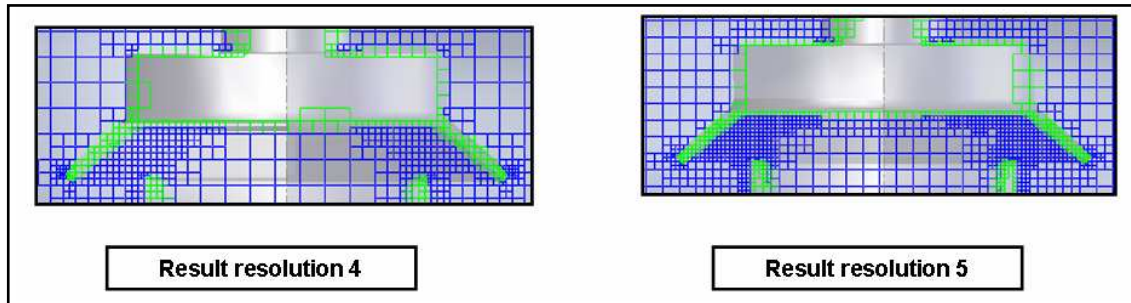
Abbildung 6-14: Vergleich Kegelkräfte (Sicherheitsventil)

#### EFD-Modell:

Nachfolgend wird das Vorgehen beschrieben, was letztendlich bei der Verwendung des EFD-Code FloWorks zu reproduzierbar guten Ergebnissen im Fall der Kegelkräfte der Sicherheitsarmatur geführt hat. Die Einstellungen beschränken sich bei diesem Vorgehen auf ein Minimum. Die Grundeinstellungen erfolgen hierbei durch Nutzung des *Wizards*. Abweichend vom sonstigen Vorgehen wurde in diesem Fall der *Wizard* auch zur Einstellung des Gitters verwendet. Im Fenster *Results and Geometry Resolutions* stellt man die *Result Resolution* auf 4 (In Abbildung 6-14 / Ergebnisse G4). Um die Geometrie des Kegels hinreichend genau abzubilden, ist die Vorgabe der *minimum gap size* (hier: 0,005 m) und *minmum wall thickness* (hier: 0,002 m) in diesem Fenster eine unbedingte Voraussetzung und eine der wenigen Möglichkeit, über den *Wizard* Einfluss auf die Netzfeinheit zu nehmen. Bei diesen Einstellungen sollte man sich an den tatsächlichen Geometrieverhältnissen orientieren, diese aber nochmals mindestens um den Faktor 2 verkleinern. Die Netzgenerierung ist dabei sicherlich iterativ vorzunehmen, da die Zellenanzahl durch kleine Änderungen an diesen Stellen sehr schnell anwachsen kann. Die Funktion *advanced narrow channel refinement* sollte ebenfalls aktiviert werden. Die Zellenanzahl der so generierten Gitter beläuft sich abhängig vom Hub auf

- Fluid- und Partialzellen; *result resolution* 4 (G4): 95000 - 130000
- Fluid- und Partialzellen; *result resolution* 5 (G5): 160000 - 260000

Abbildung 6-15 zeigt den Einfluss der *result resolution* auf das Gitter um den Kegel.



**Abbildung 6-15: Einfluss der *result resolution* auf das Gitter**

Die Wahl einer kleineren *result resolution* führte zu keinen befriedigenden Ergebnissen, die Wahl höherer *result resolution* hat die Rechendauer stark in die Höhe getrieben. Als Randbedingungen wurden am Eintritt der vorliegende statische Druck und am Austritt der Umgebungsdruck vorgegeben. Sehr wichtig ist auch die Vorgabe der *Goals*. In diesem Fall wurden vier *global goals* definiert:

- *min. static pressure*
- *max. velocity*
- *mass flow rate*
- *Y-component of force*

Die Rechnungen wurden mit Rechner 2 durchgeführt. Durch die DualCore Technologie war es möglich, zwei Rechnungen parallel durchzuführen.

- |  |                  |
|--|------------------|
| • Gitterzellen (Fluid- und Partialzellen): | 95000 - 260000   |
| • Arbeitsspeicher:                         | 700 MB – 1000 MB |
| • Rechendauer:                             | 2 – 7 h          |

#### **CFD-Modell:**

Eines der verwendeten Fluidvolumen der Sicherheitsarmaturen für die Fluentberechnungen zeigt Abbildung 4-6 (bereinigt). Die gerade Zuleitung hat eine Länge von 1000 mm, die Austrittsleitung von 800 mm. Beide Leitungen wurden mit einem groben Hexaeder Gitter vernetzt. Die Vernetzung der Oberflächen des Kegels erfolgte mit *spacing (interval size)* von 2. Die Berechnung wurde stationär mit einem Diskretisierungsschema 1.Ordnung durchgeführt. Rechnungen mit Verfahren höherer Ordnung zeigten auch in diesem Fall keinen Einfluss auf das Ergebniss. Als Turbulenzmodell wurde das realizable k- $\epsilon$  verwendet. Zur Anpassung der  $y^+$ -Werte wurde für alle Modelle eine entsprechende Netzverfeinerung durchgeführt.

Anhang 7 zeigt 3D-plots der Geschwindigkeitsvektoren des mit Fluent berechneten Sicherheitsventils bei einem Differenzdruck von 5 bar für den Fall des minimal berechenbaren Hubes von 1 mm und des größten Hubes von 10 mm.